

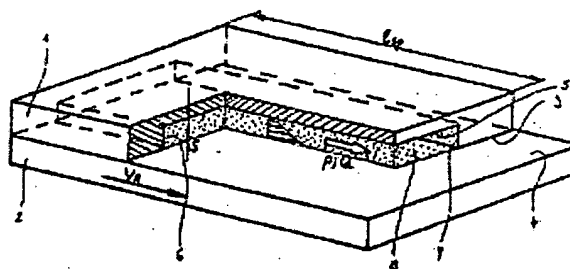
**Automotive differential with bevel gears and lock**

Patent number: DE4424202  
Publication date: 1996-04-04  
Inventor: GASMANN THEODOR (DE)  
Applicant: GKN VISCODRIVE GMBH (DE)  
Classification:  
- International: F16H48/20; F16H48/00; (IPC1-7): F16H48/20  
- european: F16H1/44  
Application number: DE19944424202 19940709  
Priority number(s): DE19944424202 19940709

Report a data error here

**Abstract of DE4424202**

The differential cage rotating in a housing accommodates first and second coaxial half-shaft bevel gears, and two or more planetary bevel pinions on transverse axes. Locking is by a friction clutch with components (15,17) rotating with the cage and the first bevel gear, and which is controlled by a fluid-filled system (13) with pressure chamber (21) formed by a housing (20) in the cage and a sliding piston (19). A body (22) in the chamber rotates with the first bevel gear, its faces forming with others in the housing one or more shear passages (38). Each of these consists of a groove (37) running between two ends in the peripheral direction and covered by a surface (36) rotating in relation to it. A difference between the speeds of the components forming the shear passage delivers viscous fluid from the passage into the chamber, causing the piston to engage the clutch (12). The chamber is connected to a variable-volume reservoir (26), and opposite the piston is an adjustable pressure plate, which bears against the cage end face when no torque is exerted on the half-shaft gears. When it is, one of them is thrust towards the clutch, on which the pressure plate acts.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**BEST AVAILABLE COPY**

⑬ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Patentschrift  
⑩ DE 44 24 202 C 1

⑤ Int. Cl.®:  
F 16 H 48/20

⑳ Aktenzeichen: P 44 24 202.6-12  
㉑ Anmeldetag: 9. 7. 84  
㉒ Offenlegungstag: —  
㉓ Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 4. 4. 88

DE 44 24 202 C 1

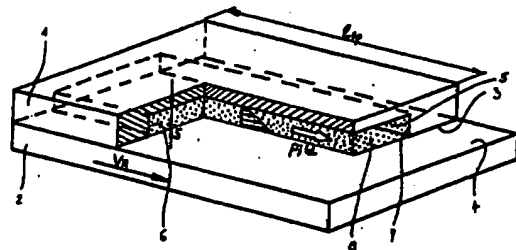
Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

㉔ Patentinhaber:  
GKN Viscodrive GmbH, 53797 Lohmar, DE  
  
㉕ Vertreter:  
Harwardt Neumann Patent- und Rechtsanwälte,  
53721 Siegburg

㉖ Erfinder:  
Gaßmann, Theodor, 53721 Siegburg, DE  
  
㉗ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:  
US 40 12 988

㉘ Kegelladdifferential für Kraftfahrzeuge

㉙ Kegelladdifferentialgetriebe mit einer Sperrwirkung erzeugenden Reibungskupplung, deren Reibelemente jeweils wechselweise mit einem der Achswellenräder und einem zweiten der hierzu drehbaren Teile drehfest verbunden sind, wobei die Reibungskupplung über zumindest einen verstellbaren Kolben beaufschlagbar ist, der einen mit viskoser Flüssigkeit gefüllten mit einem Reservoir verbundenen Druckraum in einem Rotationsgehäuse einseitig begrenzt, in dem ein relativ zu diesem drehbarer Rotationskörper angeordnet ist, bei dem der den Kolben beaufschlagende Druck durch Scherung einer in zumindest einem zwischen zwei Enden in Umfangsrichtung verlaufenden Scherkanal befindlichen viskosen Flüssigkeit bei Relativedrehung des Rotationskörpers zum Druckraum erzeugt wird, und bei dem die Zuführung der Flüssigkeit zum Scherkanal aus dem Reservoir und die Druckentnahme aus dem Scherkanal zur Beaufschlagung des Kolbens in Abhängigkeit von der relativen Drehrichtung der zueinander drehbaren Teile so umgesteuert wird, daß die Zuführung der Flüssigkeit an dem in der relativen Drehrichtung jeweils vorderen Ende des Scherkanals und die Druckentnahme an dem in der relativen Drehrichtung jeweils hinteren Ende des Scherkanals erfolgt.



DE 44 24 202 C 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Kegelraddifferential für den Einsatz in Antriebssträngen von Kraftfahrzeugen, mit einem in einem Differentialtriebegehäuse zu lagernden Differentialträger, zueinander coaxialen ersten und zweiten Achswellenkegelrädern und zumindest zwei dazu achsnormal gelagerten Ausgleichskegelrädern, mit einer Reibungskupplung, deren erste Reibelemente drehfest im Differentialträger gehalten sind und deren zweite Reibelemente drehfest zu einem ersten der Achswellenkegelräder gehalten sind, und mit einer flüssigkeitsgefüllten Steuervorrichtung, die einen mit viskoser Flüssigkeit gefüllten Druckraum umfaßt, dessen Rotationsgehäuse von dem Differentialträger und einem gegenüber diesem verschiebbaren Kolben gebildet wird.

Differentialgetriebe der genannten Art sind aus der US 4 012 968 bekannt, wobei die Betätigungsvorrichtung eine Verdrängerpumpe umfaßt. Differentialgetriebe dieser Art sind weiterhin aus der DE 43 43 307 A1 bekannt, bei der die Betätigungsvorrichtung auf dem Prinzip der Druckschleppströmung in einem begrenzten Scherkanal beruht.

Anordnungen der genannten Art werden in Antriebssträngen von Kraftfahrzeugen und Landmaschinen zur Erzeugung eines von der Drehzahldifferenz abhängigen Sperrmomentes zwischen zwei relativ zueinander rotierenden Teilen eingesetzt.

Bevorzugt handelt es sich bei diesen Ausgleichsgetrieben um Achsdifferentiale oder Mittendifferentiale in Kraftfahrzeugen.

Differentialgetriebe der vorstehend genannten Art sind differenzdrehzahlführend, d. h. gerade beim Anfahren baut das Getriebe keine Sperrwirkung auf.

Hiervon ausgehend ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Differentialgetriebe mit einer Steuervorrichtung mit hoher Leistungsdichte und in weitem Rahmen wählbarer Charakteristik in einfacher Konstruktion bereitzustellen.

Die Lösung hierfür besteht darin, daß im Druckraum ein mit dem ersten Achswellenkegelrad drehfest verbundener Rotationskörper umläuft, wobei Rotationsflächen des Rotationskörpers mit Gegenflächen innerhalb des Rotationsgehäuses zumindest einen Scherkanal darstellen, der durch eine durch Wandungen seitlich begrenzte und sich zwischen zwei Enden in Umfangsrichtung erstreckende Ringnut und durch eine die Ringnut abdeckende und zu dieser relativ verdrehbare Oberfläche gebildet wird, wobei der Kolben bei Drehzahldifferenz zwischen den den Scherkanal bildenden Teilen durch Förderung viskoser Flüssigkeit aus dem Scherkanal in den Druckraum in Richtung auf die Reibungskupplung verschoben wird und die Reibungskupplung von dem Kolben beaufschlagbar ist, und der Druckraum mit einem größenveränderlichen Reservoir im Rotationsgehäuse verbunden ist, eine in Bezug auf die Reibungskupplung axial zum Kolben entgegengesetzt liegende verstellbare Druckplatte vorgesehen ist, die sich bei momentfreien Achswellenkegelrädern an einer Stirnfläche des Differentialträgers abstützt und die bei drehmomentbeaufschlagten Achswellenkegelrädern von einem der sich an den zumindest zwei Ausgleichskegelrädern abstützenden Achswellenkegelrädern in Richtung auf die Reibungskupplung verschoben wird, die von der Druckplatte beaufschlagbar ist.

Hiermit wird ein Kegelradsperredifferential bereitgestellt, das eine erste differenzdrehzahlabhängige Sperr-

vorrichtung großer Leistungsdichte aufweist und das über eine zweite drehmomentabhängige Betätigung der Reibungskupplung verfügt, um bereits beim Anfahren aus dem Stillstand eine Sperrwirkung aufbauen zu können. Dies ist eine für das Anfahren bei schwierigen Straßen- oder Geländebedingungen wichtige Forderung, während es vorteilhaft ist, daß bei höheren Drehzahlen das System im Hinblick auf eine bessere Fahrdynamik differenzdrehzahlführend arbeitet.

Die drehmomentabhängige Betätigung erfolgt durch die Beaufschlagung der Reibungskupplung durch eines der Achswellenkegelräder des Kegelradsperredifferentials über eine dazwischenliegende Druckplatte. Eine Axialverschiebung des entsprechenden Achswellenkegelrades wird durch die Axialkomponente der Reaktionskräfte zwischen den Achswellenkegelrädern und den Ausgleichskegelrädern verursacht, wobei die Ausgleichskegelräder sich am Differentialträger fest abstützen. Der Kolben der Steuervorrichtung stützt sich hierbei noch am Differentialträger axial ab. Erst wenn infolge einer Differenzdrehzahl zwischen dem genannten Achswellenkegelrad und dem Differentialträger der Kolben der Steuervorrichtung eine Axialkraft ausübt, die die vom Achswellenkegelrad ausgeübte Axialkraft übersteigt, legt sich dieses am Differentialträger in Gegenrichtung an und die Reibungskupplung wird durch die nunmehr höhere Kolbenkraft beaufschlagt, die zur Differenzdrehzahl proportional ansteigt.

Der Funktion der Steuervorrichtung liegt ein als Druckschleppströmung bezeichnetes Wirkprinzip zugrunde, das auf der Scherung eines viskosen Mediums zwischen zwei relativ zueinander bewegten Platten beruht. Bei einer derartigen Relativbewegung wird ein Teil des Mediums, jeweils bezogen auf eine der Platten, in Richtung der Bewegung der anderen der Platten befördert. Wird ein Spalt zwischen zwei Platten im wesentlichen parallel zur relativen Bewegungsrichtung seitlich geschlossen als Nut ausgeführt und an zwei Enden begrenzt und mit einer in Richtung der Nut beweglichen Fläche abgedeckt, so entsteht ein Scherkanal, der in Abhängigkeit von Größe und Richtung der Relativbewegung Fluid von dem einen Ende des so entstandenen Schertkanals zum anderen Ende fördert. Der Förderdruck ist direkt proportional der Länge des Scherkanals, der Viskosität des gescherten Mediums und der Scherrate, also der Relativgeschwindigkeit. Bei geeigneter Anordnung dieses Scherkanals in der Weise, daß dieser zwei Kammern miteinander verbindet und die beiden den Scherkanal bildenden Teile mit dem einen und dem anderen der drehenden Teile einer Kupplung verbunden sind, wird ein differenzdrehzahlabhängiger Förderdruck erzeugt, der dazu genutzt werden kann, daß der Druck in einem Druckraum erhöht wird, der auf zumindest einen Kolben einwirkt, welcher die Reibelemente einer Reibungskupplung beaufschlagt. In bevorzugter Ausführung wird ein Scherkanal durch Umsteuerung zur Druckerzeugung unabhängig von der relativen Drehrichtung der Teile zueinander verwendet. In günstiger Weise wird dabei vorgesehen, im Zeitpunkt des Umsteuerns das zuvor zur Druckentnahme benutzte Ende des Scherkanals unmittelbar mit dem Reservoir zu verbinden, so daß der Druckabbau an diesem Ende nicht über die gesamte Scherkanallänge erfolgen muß.

In weiterhin bevorzugter Ausgestaltung ist zur Darstellung drehrichtungsabhängiger unterschiedlicher Charakteristiken der Anordnung vorgesehen, in einer der beiden relativen Drehrichtungen der zueinander drehbaren Teile nur eine Teillänge des Scherkanals zum

Druckaufbau heranzuziehen, indem eine zusätzliche Verbindung vom Reservoir zum Scherkanal an einer Stelle zwischen seinen Enden vorgesehen wird, die nur bei einer relativen Drehrichtung frei und in der zweiten relativen Drehrichtung verschlossen wird.

In ähnlicher bevorzugter Ausführung kann vorgesehen werden, daß zur Darstellung drehrichtungsabhängig unterschiedlicher Charakteristiken der Anordnung in einer der beiden relativen Drehrichtungen zusätzliche eine unmittelbare Verbindung zwischen einer zwischen den Enden des Scherkanals liegenden Stelle und dem Druckraum hergestellt wird, um die wirksame Kanallänge für den Druckaufbau zu verkürzen, die bei der entgegengesetzten relativen Drehrichtung verschlossen wird.

Eine weitere Verbesserung des Verfahrens geht dahin, eine temperaturabhängige Drosselung eines Bypasses im Verbindungsweg vom Reservoir zum Druckraum vorzusehen, mit der das temperaturabhängige Verhalten der viskosen Flüssigkeit ausgeglichen werden kann.

Grundsätzlich ist es möglich, daß die Oberflächen des Pump- und Steuerkörpers und die komplementären Gegenflächen des Rotationskörpers, die den zumindest einen Scherkanal bilden, radial eben oder konisch oder zylindrisch sind. Bevorzugt ist die erstgenannte Form mit scheibenförmiger Gestalt des Pump- und Steuerkörpers und des Rotationskörpers.

Eine konkrete Ausgestaltung geht dahin, daß der zumindest eine Scherkanal durch eine begrenzte Ringnut in nur einer der Rotationsflächen des Pump- und Steuerkörpers und durch eine komplementäre anliegende Oberfläche am relativ dazu verdrehbaren Rotationskörper gebildet wird.

Wichtig ist es, daß Federmittel zum axialen Andrücken von Rotationskörper und Pump- und Steuerkörper aneinander vorgesehen sind, damit der Scherkanal abgeschlossen bleibt und der Druck zwischen Rotationskörper und Kolben wirksam wird.

Nach einer ersten konstruktiven Ausführung ist es möglich, daß zwei Verbindungskanäle zwischen Reservoir und Pump- und Steuerkörper mit dem Winkelversatz  $2\alpha$  zueinander vorgesehen sind, daß mittig dazwischen ein Verbindungskanal zum Druckraum angeordnet ist, und daß die Steueröffnungen in dem Steuerkörper den Winkelversatz  $\alpha$  zueinander haben, und daß der Steuerkörper um den Winkel  $\alpha$  verdrehbar ist und die Ringnut sich über einen Winkel  $360^\circ - \alpha$  erstreckt.

Im vorgenannten Fall erfordert das Umsteuern nur einen kleinen Drehwinkel  $\alpha$  des Pump- und Steuerkörpers.

Nach einer Alternative hierzu kann vorgesehen sein, daß ein Verbindungskanal zwischen Reservoir und Pump- und Steuerkörper vorgesehen ist, daß symmetrisch dazu zwei Verbindungskanäle zum Druckraum jeweils mit dem Winkelversatz  $2\alpha$  zum erstgenannten Verbindungskanal liegen, und daß der Steuerkörper um den Winkel  $(360^\circ - \alpha)$  verdrehbar ist und die Ringnut sich über einen Winkel von  $(360^\circ - \alpha)$  erstreckt.

Hierbei erfolgt das Sperren bei relativer Drehrichtungsumkehr sanfter mit zeitlicher Verzögerung.

Nach einer weiteren Alternative ist es möglich, daß ein Verbindungskanal zwischen Reservoir und Pump- und Steuerkörper vorgesehen ist, daß symmetrisch dazu zwei Verbindungskanäle zum Druckraum jeweils mit dem Winkelversatz  $\alpha$  zum erstgenannten Verbindungskanal liegen, daß der Steuerkörper um den Winkel  $\alpha$  verdrehbar ist und daß die Ringnut unter Überschnei-

dung der Enden sich über einen Winkel von  $(360^\circ + \alpha)$  spiralförmig erstreckt. Die Funktion ist die gleiche wie bei der ersten genannten Möglichkeit.

Es wird weiterhin vorgeschlagen, daß die Steueröffnungen am Ende der Ringnut als axiale Bohrungen im scheibenförmig ausgebildeten Pump- und Steuerkörper ausgebildet sind, daß diese axialen Bohrungen von der einen Stirnfläche, die zumindest im Bereich der Öffnungen abdichtend an einer Stirnwand der Kammer im Rotationsgehäuse anliegt, in welcher Verbindungskanäle zum Reservoir münden, zu der in der gegenüberliegenden zweiten Stirnfläche liegenden Ringnut verlaufen, wobei diese zweite Stirnfläche abdichtend mit einer radialen Stirnfläche in Anlage ist, wobei in jeder Endlage nur eine der Steueröffnungen mit einem Verbindungskanal in Überdeckung liegt.

Ebenso wird zur konstruktiven Ausführung vorgeschlagen, daß der Verbindungskanal zum Druckraum als radiale Nut in einer Stirnwand des Rotationsgehäuses ausgebildet ist, die in jeder der beiden Endpositionen mit einer der beiden Steueröffnungen am Ende der Ringnut in Überdeckung liegt.

Zur Darstellung der bereits genannten drehrichtungsabhängig unterschiedlicher Charakteristik ist es möglich, daß eine weitere Steueröffnung als axiale Bohrung im scheibenförmig ausgebildeten Pump- und Steuerkörper ausgebildet ist, die im mittleren Bereich der Ringnut endet und nur in einer der Endpositionen mit einem zusätzlichen Verbindungskanal zum Reservoir in Überdeckung liegt.

Dem gleichen Zweck dient eine Ausführung, bei der vorgesehen ist, daß eine weitere Steueröffnung als axiale Bohrung im scheibenförmig ausgebildeten Pump- und Steuerkörper ausgebildet ist, die im mittleren Bereich der Ringnut endet und nur in einer der Endpositionen mit einem zusätzlichen radialen Verbindungskanal zum Druckraum in Überdeckung steht, der als radiale Nut im Rotationsgehäuse ausgebildet ist.

Zum Ausgleich des Temperatureinflusses auf die Viskosität der Flüssigkeit kann eine Bypassleitung zwischen dem Reservoir und dem Druckraum vorgesehen werden, in der ein temperaturabhängig querschnittsveränderlicher Steuerkörper unter Freigabe eines Spalts S liegt.

Zur Begrenzung der obengenannten relativen Verdrehbarkeit des Pump- und Steuerkörpers kommt es dadurch, daß eine Anschlagse am Pump- und Steuerkörper in eine in der Umfangslänge begrenzte Umfangsnut im Rotationsgehäuse als Drehanschlag eingreift.

Je nach gewünschtem Verlauf des von der Reibungskupplung erzeugten Sperrmomentes über der Differenzdrehzahl ist es möglich, die wirksamen Kräfte zu korrigieren. Hierzu ist es möglich, daß Federmittel vorgesehen sind, die sich am Gehäuse abstützen und die Reibelemente im Sinne einer Gegenkraft zur vom Kolben ausgeübten Kraft beaufschlagen, oder daß Federmittel vorgesehen sind, die sich am Gehäuse abstützen und die Reibelemente im Sinne einer Überlagerung zur Kolbenkraft beaufschlagen.

Das Reservoir kann vom Rotationsgehäuse und einem mit diesen umlaufenden axial verschiebbaren federbelasteten Kolben oder einer federbelasteten Membran gebildet werden oder ein elastisches Ausgleichselement in einer Kammer, die das Reservoir bildet, umfassen. Die darin enthaltene viskose Flüssigkeit kann beispielsweise dilatantes Medium sein, dessen Viskosität über der Scherrate  $s^{-1}$  zunimmt.

Zum besseren Verständnis des neuartigen Wirkprinzips und zur Erläuterung bevorzugter konstruktiver Ausführungsbeispiele wird nachfolgend auf die Zeichnungen bezug genommen.

Hierin zeigen

Fig. 1 einen Ausschnitt aus zwei relativ zueinander beweglichen Platten zwischen denen in einer der Platten eine einen Scherkanal erzeugende Nut ausgebildet ist;

Fig. 2a eine Kupplung für ein erfindungsgemäßes Kegelraddifferential in einer ersten Ausführung im Längsschnitt;

Fig. 2b eine Kupplung für ein erfindungsgemäßes Kegelraddifferential in einer abgewandelten Ausführung im Längsschnitt;

Fig. 3a, b eine erste Ausführung einer Pump- und Steuerscheibe mit einem Rotationskörper in Ansicht (a) und im Längsschnitt (b) als Einzelheit in einer ersten Position;

Fig. 4 die Pump- und Steuerscheibe und den Rotationskörper nach Fig. 3a in Ansicht in einer zweiten Position;

Fig. 5a, b, c die Pump- und Steuerscheibe und den Rotationskörper nach Fig. 3 in Ansicht (a) und in zwei Längsschnitten (b, c) in einer dritten Position;

Fig. 6a, b, c eine zweite Ausführung einer Pump- und Steuerscheibe mit einem Rotationskörper in Ansicht in zwei Positionen (a, c) und im Längsschnitt (b) als Einzelheit;

Fig. 7a, b, c eine dritte Ausführung einer Pump- und Steuerscheibe mit einem Rotationskörper in Ansicht in zwei Positionen (a, c) und im Längsschnitt (b) als Einzelheit;

Fig. 8a, b eine vierte Ausführung einer Pump- und Steuerscheibe mit einem Rotationskörper in Ansicht (a) und im Längsschnitt (b) als Einzelheit;

Fig. 9a, b eine Pump- und Steuerscheibe als Einzelheit im Schnitt (a) und in Vorderansicht (b);

Fig. 10a, b eine Pump- und Steuerscheibe als Einzelheit in Rückansicht (a) und im Schnitt (b);

Fig. 11a die Pump- und Steuerscheibe nach Fig. 9b in Ansicht;

Fig. 11b eine Pump- und Steuerscheibe mit abgewandelter Form der Schernut;

Fig. 12a eine Kupplung für ein erfindungsgemäßes Kegelraddifferential mit einem temperaturführenden Drosselement in einer ersten Ausgestaltung;

Fig. 12b eine Kupplung für ein erfindungsgemäßes Kegelraddifferential mit einem temperaturführenden Drosselement in einer zweiten Ausgestaltung;

Fig. 13 eine erfindungsgemäßes Kegelraddifferential mit einer Kupplung in einer Bauart gemäß den Fig. 2 bis 12 in einer ersten Ausführung;

Fig. 14 eine erfindungsgemäßes Kegelraddifferential mit einer Kupplung in einer Bauart gemäß den Fig. 2 bis 12 in einer zweiten Ausführung.

Fig. 1 zeigt den Ausschnitt einer ersten Platte oder Scheibe 1 und einer zweiten Platte oder Scheibe 2, deren Stirnflächen 3, 4 aneinander anliegen. Die erste Platte 1 wird als fest angenommen; die zweite Platte 2 bewegt sich demgegenüber mit der Geschwindigkeit  $V_R$ . In der Stirnfläche 3 der ersten Platte 1 ist eine im Querschnitt rechteckige Nut 5 mit seitlich begrenzenden Wänden 6, 7 ausgebildet. Nut 5 und Stirnfläche 3 bilden einen Scherkanal 8, der ein viskoses Medium aufnimmt. Das betrachtete Element des Scherkanals hat die Länge  $l_p$  und die Höhe bzw. Tiefe  $s$ . Bei Bewegung der Platte 2 verhält sich das Medium in der Schernut entsprechend

dem angegebenen linearen Geschwindigkeitsprofil, das sich auf die feste Platte 1 bezieht. An den Oberflächen gelten selbstverständlich jeweils Haftbedingungen sowohl für die Platte 1 wie für die Platte 2. Auf die Platte 2 bezogen sähe das Geschwindigkeitsprofil also reziprok aus. Im Scherspalt ergibt sich aufgrund der Scherung ein Druck  $p$  und ein Mengenstrom  $Q$ .

Da die hier dargestellten Anwendungen nicht von relativen Linearbewegungen ausgehen, sondern von relativen Rotationsbewegungen wird die den Scherkanal bildende Nut vorzugsweise wie in einer der Fig. 2 bis 12 dargestellt ausgebildet.

Die Fig. 2a und 2b unterscheiden sich voneinander nur in einer Einzelheit und werden nachstehend gemeinsam beschrieben. Es ist jeweils eine Kupplungsanordnung 11 gezeigt, die eine steuerbare Reibungskupplung 12 in Form einer Lamellenkupplung und eine drehzahl-führende Steueranordnung 13 umfaßt. Die Reibungskupplung umfaßt ein in einem Differentialträger einzusetzendes Gehäuse 14, in dem Außenlamellen 15 drehfest gehalten sind, sowie eine Nabe 16, auf der Innenlamellen 17 drehfest angeordnet sind. Die Reibungskupplung ist mittels einer Druckplatte 18 beaufschlagbar. Diese wird ihrerseits von der genannten Steueranordnung 13 reguliert, die im Gehäuse 14 angeordnet ist und einen axial verschiebbaren Kolben 19 und ein Rotationsgehäuse 20 umfaßt, die mit dem Gehäuse 14 umlaufen. Beide bilden einen Druckraum 21, in dem ein scheibenförmiger Rotationskörper 22 und ein scheibenförmiger Pump- und Steuerkörper 23 einliegen. Der Rotationskörper 22 ist drehfest mit einer weiteren Nabe 24 verbunden, die drehfest mit der erstgenannten Nabe 16 verbunden und mit dieser angetrieben wird und ggfs. auch einstückig mit dieser ausgeführt sein kann. Der Pump- und Steuerkörper 23 ist durch einen vorspringenden Drehanschlag 41, der in eine begrenzte Umfangsnut 42 im Rotationsgehäuse 20 eingreift, begrenzt gegenüber dem Rotationsgehäuse 20 verdrehbar. Ein im Kolben 19 einliegender O-Ring 35 dient als Federmittel und damit der dichten Anlage des Rotationskörpers 22 am Pump- und Steuerkörper 23. Beim Drehrichtungswechsel des über die Nabe 16 über Verzahnungsmittel angetriebenen Rotationskörpers 22 nimmt dieser den Pump- und Steuerkörper 23 aus seiner einen durch Drehanschlag 41 und Umfangsnut 42 bestimmten Endposition in die andere durch Drehanschlag und Umfangsnut bestimmte Endposition. Im Rotationsgehäuse 20 ist weiterhin ein Reservoir 25 ausgebildet, das über einen axial verschiebbaren Ringkolben 27 begrenzt wird. Dieser stützt sich über Tellerfedern 28 am Gehäuse 20 ab, so daß das Reservoir 25 immer Volumenänderungen im Druckraum 21 ausgleicht. Im Rotationsgehäuse 20 ist ein axialer Verbindungskanal 30 erkennbar, der in der dargestellten Umfangslage mit einer Steueröffnung 31 in dem Pump- und Steuerkörper 23 in Überdeckung steht. Die Steueröffnung 31 liegt an einem Ende eines Scherkanals 38, der durch eine umfangsbegrenzte Ringnut 37 im Pump- und Steuerkörper 23 und die Oberfläche 36 des Rotationskörpers 22 gebildet wird. Die sich relativ zueinander drehenden Teile sind jeweils durch Dichtungen gegeneinander abgedichtet. Der Spalt zwischen Rotationskörper 22 und Kolben 19 radial außerhalb des O-Rings 35 ist als Teil des Druckraums 21 zu betrachten. Zwei Schrauben 39, 40 dienen dem Befüllen bzw. Entlüften des Druckraumes und des Reservoirs. In Fig. 2a sind Tellerfedern 25 vorgesehen, die sich am Gehäuse 14 abstützen und auf den Kolben 19 als Gegenkraft zur Wirkung des Druckraumes ein-

wirken. In Fig. 2b sind Tellerfedern 25 dargestellt, die sich am Gehäuse 14 abstützen und auf die Druckplatte 18 einwirken. Sie unterstützen damit die im Druckraum erzeugte Druckkraft.

In Fig. 3 sind als Einzelheit in Ansicht und im Axialschnitt ein Rotationsgehäuse 20 und ein Pump- und Steuerkörper 23 gezeigt. In Ansicht ist die Ringnut 37 zu erkennen, die durch seitliche Wandungen 54, 53 begrenzt ist und an deren Enden Steueröffnungen 31 und 33 liegen. Die auch im Schnitt dargestellte Steueröffnung 33 befindet sich über dem Verbindungskanal 32 im Rotationsgehäuse. Die am anderen Ende liegende Steueröffnung 31 befindet sich in Überdeckung mit einem im Schnitt nicht dargestellten radialen Verbindungskanal 43 im Rotationskörper. Mit gestrichelten Linien dargestellt ist die Position eines weiteren Verbindungskanals 30 im Rotationsgehäuse 20. Im Schnitt und in Ansicht ist mit gestrichelten Linien angedeutet der auf der Rückseite des Pump- und Steuerkörpers 23 befindliche Drehanschlag 41 und die begrenzte Umfangsnut 42 dargestellt, die das Verdrehen des Pump- und Steuerkörpers 23 gegenüber dem Rotationsgehäuse 20 beschränken.

In Fig. 4 sind die gleichen Einzelheiten wie in Fig. 3 nur in Ansicht gezeigt und mit den gleichen Bezugswerten bezeichnet. Der Drehanschlag 41 befindet sich jedoch hier in einer Mittelstellung in der Umfangsnut 42 zwischen den beiden möglichen Endpositionen. Hierdurch ist sowohl die Steueröffnung 31 an dem einen Ende der Ringnut 37, an dem zuvor der Druckaufbau stattgefunden hat, noch mit dem Verbindungskanal 43 zum Druckraum verbunden, als auch die zuvor über den Verbindungskanal 32 mit dem Reservoir verbundene zweite Steueröffnung 33, die die Überdeckung mit dem Verbindungskanal 32 noch nicht verloren hat. Auf diese Weise kann unmittelbar eine Druckentlastung vom Verbindungskanal 43 und damit vom Pump- und Steuerkörper 23 zum Reservoir erfolgen.

In Fig. 5 sind die gleichen Einzelheiten wie in den Fig. 3 und 4 in Ansicht und zwei Schnitten dargestellt und mit gleichen Bezugswerten bezeichnet. Der Drehanschlag 41 nimmt jedoch die entgegengesetzte Endposition in der Umfangsnut 42 ein. Nunmehr ist die Steueröffnung 31 mit dem zweiten Verbindungskanal 30 zum Reservoir in Überdeckung, während die zweite Steueröffnung 33 mit dem Verbindungskanal 43 zum Druckraum in Verbindung steht. Der Druckaufbau findet nun an dem Ende der Ringnut 37 bei der Steueröffnung 33 statt. Mit gestrichelten Linien ist in Ansicht die Position des ersten Verbindungskanals 32 zum Reservoir gezeigt, die nunmehr keine Funktion hat.

In Fig. 6 ist ein Rotationsgehäuse 20 und eine Pump- und Steuerkörper 23 im Axialschnitt und in axialer Ansicht in zwei verschiedenen Positionen in einer gegenüber den Fig. 3 bis 5 abgewandelten Ausführung gezeigt. Soweit die Einzelheiten übereinstimmen, sind sie mit gleichen Bezugswerten versehen. Auf die vorhergehende Beschreibung wird insoweit Bezug genommen.

Ergänzend hierzu hat der Pump- und Steuerkörper 23 eine zusätzliche Steueröffnung 44 in der Ringnut 37, die zwischen den beiden Steueröffnungen 31 und 33 liegt. Weiterhin weist das Rotationsgehäuse 20 einen zusätzlichen Verbindungskanal 45 auf, der bei der in Fig. 6a dargestellten mit Fig. 5a übereinstimmenden Position des Drehanschlages 41 in der Umfangsnut 42 und damit des Pump- und Steuerkörpers 23 gegenüber dem Rotationsgehäuse 20 mit der Steueröffnung 44 in Deckung ist. Auf diese Weise findet ein wirksamer Druckaufbau nicht über die gesamte Länge des Scherkanals, sondern

nur über den Winkelbereich zwischen der Steueröffnung 44 und der Steueröffnung 33 statt wobei am Verbindungskanal 43 ein geringerer Druck ansteht. In der entgegengesetzten Relativdrehrichtung des Rotationskörpers gegenüber dem Rotationsgehäuse mit der in Fig. 6c dargestellten Position von Pump- und Steuerkörper 23 und Rotationsgehäuse 20 sind die Steueröffnung 44 und der Verbindungskanal 45 gegeneinander versetzt, so daß ein Druckaufbau über die Gesamtlänge des Scherkanals von der Steueröffnung 33 bis zur Steueröffnung 31 erfolgt und somit zu einem höheren Druck führt.

In Fig. 7 ist ein Rotationsgehäuse 20 und eine Pump- und Steuerscheibe 23 im Axialschnitt und in axialer Ansicht in zwei verschiedenen Positionen in einer gegenüber den Fig. 3 bis 5 abgewandelten Ausführung gezeigt. Soweit die Einzelheiten übereinstimmen, sind sie mit gleichen Bezugswerten versehen. Auf die vorhergehende Beschreibung wird insoweit Bezug genommen. In Ergänzung weist die Pump- und Steuerscheibe eine zusätzliche Steueröffnung 46 und das Rotationsgehäuse einen zusätzlichen Verbindungskanal 47 auf. In der in Fig. 7a dargestellten der Fig. 5a entsprechenden Position des Drehanschlages 41 in der Umfangsnut 42 und damit des Pump- und Steuerkörpers 23 gegenüber dem Rotationsgehäuse 20 sind die Steueröffnung 46 und der Verbindungskanal 47 in Überdeckung. Auf diese Weise erfolgt ein Druckaufbau im Scherkanal nur über einen Winkelbereich von der über den Verbindungskanal 30 mit dem Reservoir in Verbindung stehenden Steueröffnung 31 bis zur Steueröffnung 46 und dem Verbindungskanal 47, der in den Druckraum mündet. Der restliche Winkelbereich von der Steueröffnung 46 bis zur Steueröffnung 33, die mit dem Verbindungskanal 43 in Überdeckung steht, ist nicht wirksam. Der Druckaufbau bei dieser Relativdrehrichtung zwischen Rotationskörper und Rotationsgehäuse ist also geringer als bei der entgegengesetzten Drehrichtung, die in Fig. 7c dargestellt ist und einer Stellung der Steueröffnungen zum Verbindungskanal 43 gemäß Fig. 3a entspricht. Hierbei sind die Steueröffnung 46 und der Verbindungskanal 47 gegeneinander versetzt und werden nicht wirksam, so daß der Druckaufbau über die Gesamtlänge des Scherkanals von der Steueröffnung 33 bis zu Steueröffnung 31 erfolgt.

In den Fig. 8a und 8b sind ein Rotationsgehäuse 20, ein Pump- und Steuerkörper 23 und ein Kolben 27 im wesentlichen in Übereinstimmung mit den Fig. 5a und 5b dargestellt. Entsprechende Einzelheiten sind mit gleichen Bezugswerten belegt. Auf die Beschreibung der Fig. 3 bis 5 wird insoweit Bezug genommen. Ergänzend ist eine Drosselbohrung 49 im Rotationsgehäuse vorgesehen, die mit dem Reservoir 26 kommuniziert. Auf der anliegenden Fläche des Pump- und Steuerkörpers ist eine Ausnehmung 50 vorgesehen, die so ausgebildet ist, daß in einer der Endpositionen des Drehanschlages 41 gegenüber der Umfangsnut 42 eine Verbindung zwischen dem Druckraum und dem Reservoir wirksam wird, während in der zweiten relativen Umfangsposition die Drosselbohrung 49 von der Rückseite des Pump- und Steuerkörpers 23 abgedeckt ist, so daß sie unwirksam wird. Auf diese Weise findet in der einen relativen Drehrichtung der Teile gegeneinander eine Druckreduzierung im Druckraum statt. In der anderen relativen Drehrichtung der Teile gegeneinander hingegen nicht, so daß auch hier drehrichtungsabhängig ein unterschiedlicher Druckaufbau erfolgt.

Die Schnitte sind jeweils entgegen normgerechter

Darstellung zu den Ansichten gezeigt.

In den Fig. 9a und 9b ist eine Pump- und Steuerkörper 23 der vorher bereits mehrfach beschriebenen Art als Einzelheit beschrieben, wobei die Steueröffnungen 31, 33 und die Ringnut 37 sowie der Drehanschlag als Einzelheiten erkennbar sind.

In den Fig. 10a und 10b ist der Pump- und Steuerkörper 23 nach Fig. 9 von der Rückseite und im Schnitt gezeigt. Hierbei ist ein Flächenbereich 51 erkennbar, in dem die Steueröffnungen 31, 33 liegen und der so ausgebildet ist, daß er abdichtend auf den Verbindungskanälen 30, 32, 43, 47 je nach Stellung aufliegen kann. Der Flächenbereich 51 ist in Umfangsrichtung so begrenzt, daß er stellungsabhängig die zuvor anhand von Fig. 8 erläuterte Drosselbohrung 49 wechselweise öffnen oder verschließen kann. Die übrige Oberfläche hat auf der Rückseite eine Mehrzahl von Ringrippen 53, um Reibung und Haftung gegenüber dem Gehäuse zu reduzieren. Eine der Fläche 51 gegenüberliegende Fläche 52 trägt den in der Höhe darüber nochmals hinausstehende Drehanschlag 41.

Die Schnitte sind jeweils in normgerechter Darstellung zu den Ansichten gezeigt.

In Fig. 11a ist nochmals ein Pump- und Steuerkörper 23 in der Darstellung gemäß Fig. 9b zum Vergleich gezeigt. Die Ringnut 37 hat eine Umfangslänge von  $360^\circ - \alpha$ , so daß beim Verdrehen um den Winkel  $\alpha$  die eine Steueröffnung 31 die zuvor von der Steueröffnung 33 eingenommene Position einnimmt.

In Fig. 11b ist eine Ringnut 37' gezeigt, die die Umfangslänge von  $360^\circ + \alpha$  aufweist, wobei die Ringnut leicht spiralig ist. Auch hier nimmt bei einem Verdrehen des Pump- und Steuerkörpers 23' um den Winkel  $\alpha$  die Steueröffnung 31' die zuvor von der Steueröffnung 33' eingehaltene Winkellage ein bzw. umgekehrt.

In den Fig. 12a und 12b sind in im wesentlichen übereinstimmender Ausgestaltung Vorrichtungen gemäß Fig. 2a dargestellt, wobei auf eine vollständige Bezifferung und Beschreibung hier verzichtet werden kann. In beiden Ausführungen ist eine Drosselbohrung 59 bzw. 59' vorgesehen, die in Fig. 12a teilweise radial verläuft, in Fig. 12b rein axial. Diese Drosselbohrung ist von einem temperaturabhängig stark querschnittsveränderlichem Sperrkörper 60 in ihrem Querschnitt teilweise eingenommen, so daß sich der verbleibende Drosselspalt, der als Einzelheit durch den Schnitt A-A dargestellt ist und der die radiale Spaltdicke S hat, in Abhängigkeit von der Temperatur der viskosen Flüssigkeit verändert. Auf diese Weise kann ein Abfall der Pumpwirkung infolge des Viskositätsabfalls kompensiert werden. Der Drosselspalt kann gemäß Fig. 8 so angeordnet werden, daß er nur in einer relativen Drehrichtung der Teile zueinander wirksam wird oder aber auch so, daß er in beiden Drehrichtungen offen bleibt.

In den Fig. 13 und 14 ist jeweils der Differentialkorb eines erfindungsgemäßen Kegelraddifferentials mit einer sperrenden Reibungskupplung 112 und einer Steuervorrichtung 113 nach einer Ausführung gemäß den Fig. 2 bis 12 gezeigt. Ein mehrteiliges Gehäuse 114 bildet zugleich den Differentialkorb bzw. -träger des Kegelraddifferentials, den Korb der Reibungskupplung 112 sowie das Gehäuse der Steuervorrichtung 113. Das Gehäuse 114 ist über Lageransätze 181, 182 mittels nicht dargestellter Gleit- oder Wälzlager in einem nicht dargestellten Getriebegehäuse um seine Rotationsachse 183 drehbar zu lagern. An einem Ringflansch 184 ist ein nicht dargestellter Antriebszahnkranz zur Einleitung eines Antriebsdrehmoments anschraubbar.

Die Teile des Differentialgetriebes im Gehäuse 114 umfassen zwei Achswellenkegelräder 161, 162 und auf einem achsnormalen Zapfen 163, der in das Gehäuse 114 eingesetzt ist, gelagerte Ausgleichskegelräder 163, 164. Der Zapfen 163 ist mit einem Stift 164 im Gehäuse 114 festgesetzt. Die Ausgleichskegelräder 163, 164 sind im wesentlichen spielfrei auf dem Zapfen 163 gelagert und stützen sich gegenüber dem Gehäuse 114 über kugelige Anlaufscheiben 170 ab. Sie sind damit geeignet, Reaktionskräfte der Achswellenkegelräder 161, 162 im wesentlichen spielfrei in das Gehäuse 114 einzuleiten. Die Achswellenkegelräder 161, 162 haben jeweils Innenverzahnungen 167, 168 zum drehfesten Verbinden mit jeweiligen Gegenverzahnungen von einsteckbaren nicht dargestellten Achswellen. Das erste der Achswellenkegelräder 161 ist im Gehäuse 114 axial verschiebbar, wobei eine derartige Verschiebung infolge der Reaktionskräfte zwischen den Ausgleichskegelrädern und den Achswellenkegelrädern bei Einleitung von Drehmomenten um die Achse 183 in das Gehäuse 114 axial vom Zapfen 163 weg erfolgt. Das erste Achswellenkegelrad 161 wirkt hierbei über eine Anlaufscheibe 171 auf eine im Gehäuse 114 bevorzugt unverdrehbar gehaltene jedoch axial verschiebbare Druckplatte 173 ein. Das zweite der Achswellenkegelräder 162 stützt sich dagegen über eine Anlaufscheibe 172 im wesentlichen spielfrei am Gehäuse 114 ab. Die Reaktionskräfte werden in Form von Zahnkräften unmittelbar zwischen den Ausgleichskegelrädern und Achswellenkegelrädern übertragen.

Die zuvor genannte Druckplatte 173 wirkt auf die Lamellenanordnung der Reibungskupplung 112 ein. Deren Außenlamellen 115 sind über ineinandergreifende Verzahnungsmittel 175 mit dem Gehäuse 114 drehfest und axial verschiebbar verbunden, während die Innenlamellen 117 der Reibungskupplung über ineinandergreifende Verzahnungsmittel 177 mit der Nabe 116 der Reibungskupplung drehfest und axial verschiebbar verbunden sind. Diese weist eine Innenverzahnung 176 auf, die mit der Innenverzahnung 167 des Achswellenkegelrades 161 baugleich ist, wodurch die Nabe 116 durch Einstecken einer durchgehend verzahnten Achswelle mit dieser drehfest koppelbar ist.

Die Lamellenanordnung der Reibungskupplung 112 wird von der Gegenseite von einer weiteren Druckplatte 118, 174 beaufschlagt, die nur Übertragungsfunktion hat und seinerseits von dem Kolben 119 der Steuervorrichtung 112 beaufschlagt wird. Diese umfaßt weiterhin ein Rotationsgehäuse 120, das als Teil des Gehäuses 114 ausgebildet ist und eine Nabe 124, die mit dem Gehäuse 120 und dem Kolben 119 gemeinsam einen Druckraum 121 bzw. eine Kammer bilden. Weiterhin umfaßt die Steueranordnung 113 im Druckraum 121 einen Rotationskörper 122 und einen gegenüber diesem begrenzt verdrehbaren Pump- und Steuerkörper 123. Hierbei ist der Rotationskörper 122 axial verschiebbar aber drehfest über Verzahnungsmittel 142 mit der Nabe 124 verbunden. Die Steuervorrichtung wirkt in der anhand der Fig. 2 bis 12 beschriebenen Weise auf den Kolben 119 ein. Die Nabe 124 ist über Dichtungsmittel 143, 144 gegenüber dem Gehäuse 120 und dem Kolben 119 abgedichtet. Der Kolben 119 ist über eine Dichtung 145 gegenüber dem Gehäuse 120 abgedichtet. Die Nabe 124 weist eine Innenverzahnung 178 auf, die baugleich mit den Innenverzahnungen 176 der Kupplungsnabe 116 und 167 des Achswellenkegelrades 161 ist und die somit ebenfalls durch Einstecken einer durchgehend verzahnten Achswelle mit den beiden letztgenannten Teilen

drehfest koppelbar ist. Die Nabe 124 der Steuervorrichtung 113 und die Nabe 116 der Reibungskupplung 112 stützen sich axial aneinander ab und sind im übrigen axial schwimmend im Gehäuse gehalten. Da sowohl der Rotationskörper 122 im Verhältnis zur Nabe 124 als auch die Innenlamellen 117 im Verhältnis zur Nabe 116 axial verschieblich mit diesen verbunden sind, ist auch eine axiale Abstützung der beiden Naben 124, 116 gegenüber dem Gehäuse 114 möglich, sofern nur die axiale Bewegungsfreiheit des Achswellenkegelrades 161 im Gehäuse 114 sichergestellt ist.

Im Rotationsgehäuse 120 ist noch ein ringförmiges Reservoir 125 erkennbar, das über einen Ringkolben 127 abgeschlossen ist, der über Tellerfedern 123 federnd abgestützt wird. Die Tellerfedern 123 stützen sich an einem Sicherungsring 129 ab. Zwischen dem Reservoir 126 und dem Inhalt des Druckraumes 121 bzw. der Kammer besteht eine innere Verbindung zum Flüssigkeitsaustausch, die hier nicht dargestellt ist.

Wie durch die Kraftpfeile A und B angedeutet ist, sind zwei unterschiedliche und voneinander unabhängige Mittel zur Beaufschlagung der Reibungskupplung 112 vorhanden, deren Aufgabe es ist, die Relativedrehzahl des Gehäuses 114 gegenüber dem mit der Nabe 116 drehfest gekoppelten Achswellenkegelrad 161 abzubremesen, um einen Drehmomentausgleich zwischen den Achswellenkegelrädern 161, 162 bei relativer Drehzahl zwischen den Achswellenkegelrädern untereinander und damit jeweils gegenüber dem als Differentialkorb dienenden Gehäuse 114 zu bewirken. Die von der Steuervorrichtung 113 über den Kolben 119 auf die Reibungskupplung 112 ausgeübte Bremskraft A ist differenzdrehzahlführend, wie im einzelnen bereits beschrieben. Die durch die Reaktionskräfte, d. h. die Zahnkräfte der Achswellenkegelräder auf die Reibungskupplung 112 ausgeübte Bremskraft B ist drehmomentführend, d. h. mit Anstieg der in das Gehäuse 114 eingeleiteten Drehmomente steigt auch die Axialkomponente der auf das Achswellenkegelrad 161 ausgeübten Reaktionskraft. Es ist hiermit möglich, eine Bremsmomentcharakteristik darzustellen, die bei geringen Differenzdrehzahlen zwischen den Achswellenkegelrädern ausschließlich drehmomentabhängig ist, da hier die von der Steuervorrichtung erzeugte Axialkraft A geringer ist als die Axialkraft B und keine Verschiebung des Kolbens 119 bewirken kann, und die bei größer werdenden Differenzdrehzahlen ausschließlich differenzdrehzahlabhängig linear zunimmt, sobald die von der Steuervorrichtung A erzeugte Axialkraft A größer ist, als die Axialkraft B, wobei sich dann die Druckplatte 173 an der Stirnfläche 179 im Gehäuse 114 abstützt. Der Übergang zwischen den beiden Teilcharakteristiken kann durch die Anordnung und die Stärke von vorgespannten Tellerfedern beeinflusst werden, die zusätzlich auf die Reibungskupplung einwirken.

In Fig. 13 ist eine Ausführung dargestellt, bei der sich eine Tellerfeder 125 am Gehäuse 114 abstützt und auf den Kolben 119 entgegengesetzt zur Druckerzeugung in der Steuervorrichtung einwirkt. Hiermit wird erreicht, daß unabhängig von der relativen Größe der Bremskräfte A und B zueinander ausschließlich die drehmomentabhängige Bremskraft B die Charakteristik der Sperrwirkung bestimmt, bis die differenzdrehzahlabhängige Bremskraft A größer ist als die Federkraft der Feder 125.

In Fig. 14 ist eine Ausführung dargestellt, bei der sich eine Tellerfeder 185 zwischen dem Kolben 119 und der Druckplatte 174 abstützt. Hiermit wird erreicht, daß un-

abhängig von der absoluten Größe der Bremskräfte A und B die konstante Vorspannkraft der Feder 185 die Charakteristik der Sperrwirkung bestimmt, bis die differenzdrehzahlabhängige Bremskraft A oder die drehmomentabhängige Bremskraft B deren Wert übersteigen.

#### Bezugszeichenliste

- 1 Scheibe
- 2 Scheibe
- 3 Stirnfläche
- 4 Stirnfläche
- 5 Nut
- 6 Wand
- 7 Wand
- 8 Scherkanal
- 11 Kupplungsanordnung
- 12, 112 Kupplung
- 13, 113 Steueranordnung
- 14, 114 Gehäuse
- 15, 115 Außenlamellen
- 16, 116 Nabe
- 17, 117 Innenlamellen
- 18, 118 Druckplatte
- 19, 119 Kolben
- 20, 120 Rotationsgehäuse
- 21, 121 Druckraum
- 22, 122 Rotationskörper
- 23, 123 Pump- und Steuerkörper
- 24, 124 Nabe
- 25, 125 Tellerfeder
- 26, 126 Reservoir
- 27, 127 Kolben (26)
- 28, 128 Feder
- 29, 129 Sicherungsring
- 30 Verbindungskanal
- 31 Steueröffnung
- 32 Verbindungskanal
- 33 Steueröffnung
- 34 Steueröffnung
- 35 O-Ring
- 36 Oberfläche (22)
- 37 Ringnut (23)
- 38 Scherkanal
- 39 Schrauben
- 40 Schrauben
- 41 Drehanschlag
- 42 Umfangsnut
- 43 Verbindungskanal
- 44 Steueröffnung
- 45 Verbindungskanal
- 46 Steueröffnung
- 47 Verbindungskanal
- 49 Drosselbohrung
- 50 Ausnehmung
- 51 Fläche
- 52 Fläche
- 53 Ringrippen
- 54 Wandung
- 55 Wandung
- 59 Drosselbohrung
- 60 Sperrkörper
- 61 Achswellenkegelrad
- 62 Achswellenkegelrad
- 63 Zapfen
- 64 Stift
- 65 Ausgleichskegelrad
- 66 Ausgleichskegelrad



142 Verzahnungsmittel  
 143 Dichtung  
 144 Dichtung  
 145 Dichtung  
 161 Achswellenkegelrad  
 162 Achswellenkegelrad  
 163 Zapfen  
 164 Stift  
 165 Ausgleichskegelrad  
 166 Ausgleichskegelrad  
 167 Innenverzahnung  
 168 Innenverzahnung  
 169 —  
 170 Anlaufscheibe  
 171 Anlaufscheibe  
 172 Anlaufscheibe  
 173 Druckplatte  
 174 Druckplatte  
 175 Verzahnungsmittel  
 176 Innenverzahnung  
 177 Verzahnungsmittel  
 178 Innenverzahnung  
 179 Stirnfläche  
 180 Stirnfläche  
 181 Lageransatz  
 182 Lageransatz  
 183 Rotationsachse  
 184 Ringflansch  
 185 Tellerfeder.

#### Patentansprüche

1. Kegelraddifferential mit Sperrwirkung für den Einsatz in Antriebssträngen von Kraftfahrzeugen, mit einem in einem Differentialgetriebegehäuse zu lagernden Differentialträger (14, 114), zueinander koaxialen ersten und zweiten Achswellenkegelrädern (161, 162) und zumindest zwei dazu achsnormale gelagerten Ausgleichskegelrädern (165, 166), mit einer Reibungskupplung (112) zur Erzeugung der Sperrwirkung, deren erste Reibelemente (13, 115) drehfest im Differentialträger (14, 114) gehalten sind und deren zweite Reibelemente (17, 117) drehfest zu einem ersten der Achswellenkegelräder (161) gehalten sind, und mit einer flüssigkeitsgefüllten Steuervorrichtung (13, 113), die einen mit viskoser Flüssigkeit gefüllten Druckraum (21, 121) umfaßt, dessen Rotationsgehäuse (20, 120) von dem Differentialträger (14, 114) und einem gegenüber diesem verschiebbaren Kolben (19, 119) gebildet wird, dadurch gekennzeichnet, daß im Druckraum (21, 121) ein mit dem ersten Achswellenkegelrad (161) drehfest verbundener Rotationskörper (22, 122) umläuft, wobei Rotationsflächen des Rotationskörpers (22, 122) mit Gegenflächen innerhalb des Rotationsgehäuses (20, 120) zumindest einen Scherkanal (38) darstellen, der durch eine durch Wandungen (54, 55) seitlich begrenzte und sich zwischen zwei Enden in Umfangsrichtung erstreckende Ringnut (37) und durch eine die Ringnut abdeckende und zu dieser relativ verdrehbare Oberfläche (36) gebildet wird, wobei der Kolben (19, 119) bei Drehzahldifferenz zwischen den den Scherkanal (38) bildenden Teilen durch Förderung viskoser Flüssigkeit aus dem Scherkanal (38) in den Druckraum (21, 121) in Richtung auf die Reibungskupplung (12, 112) verschoben wird und die Reibungskupplung (12, 112) von dem Kolben (19, 119) beauf-

schlagbar ist, und der Druckraum (21, 121) mit einem größenveränderlichen Reservoir (25, 125) im Rotationsgehäuse (20, 120) verbunden ist, eine in Bezug auf die Reibungskupplung (12, 112) axial zum Kolben (19, 119) entgegengesetzt liegende verstellbare Druckplatte (173) vorgesehen ist, die sich bei momentfreien Achswellenkegelrädern (161, 162) an einer Stirnfläche (179) des Differentialträgers (14, 114) abstützt und die bei drehmomentbeaufschlagten Achswellenkegelrädern (161, 162) von einem der sich an den zumindest zwei Ausgleichskegelrädern (165, 166) abstützenden Achswellenkegelrädern (161) in Richtung auf die Reibungskupplung (12, 112) verschoben wird, die von der Druckplatte (173) beaufschlagbar ist.

2. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine vorgespannte Feder — insbesondere eine Tellerfeder (25, 125) — auf den Kolben (19, 119) in Gegenrichtung zur Wirkung der Steuervorrichtung (13, 113) einwirkt, so daß eine Sperrwirkung aufgrund einer Drehzahldifferenz zwischen Differentialträger (14, 114) und dem ersten der Achswellenkegelräder (161) erst bei einer vorbestimmten erhöhten Drehzahl auftritt (counterload).

3. Differential nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine vorgespannte Feder — insbesondere eine Tellerfeder (25, 125) — auf die Reibungskupplung (12, 112) in Richtung der Wirkung der Steuervorrichtung (13, 113) einwirkt, so daß unabhängig von einer Drehzahldifferenz zwischen Differentialträger (14, 114) und dem ersten der Achswellenkegelräder (161) oder einer Momentenbeaufschlagung der Achswellenkegelräder (161, 162) immer eine vorbestimmte mindestgroße Sperrwirkung auftritt (preload).

4. Differential nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß ein Pump- und Steuerkörper (23) im Druckraum (21) liegt und gegenüber dem die Ringnut (37) enthaltenden Rotationskörper (22, 122) bzw. ein die Ringnut (37) enthaltender Pump- und Steuerkörper (23) im Druckraum (21) liegt und gegenüber dem Rotationsgehäuse (20, 120) zwischen zwei Endpositionen begrenzt verdrehbar ist und daß der Scherkanal (38) durch jeweils am Ende einer Ringnut (37) angeordnete Steueröffnungen (31, 33) im Pump- und Steuerkörper (23) mit dem im Rotationsgehäuse (20) befindlichen Reservoir (25) und mit dem Druckraum (21) zwischen dem Kolben (19) und dem Rotationskörper (22) in der Art verbunden ist, daß in den beiden Endpositionen des Pump- und Steuerkörpers (23) jeweils die in der relativen Drehrichtung am vorderen Ende des Scherkanals (38) angeordnete Steueröffnung mit dem Reservoir (25) kommuniziert und die in relativer Drehrichtung am hinten liegenden Ende des Scherkanals (38) angeordnete Steueröffnung mit dem Druckraum (21) kommuniziert.

5. Differential nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß zur Darstellung einer drehrichtungsabhängig asymmetrischen Charakteristik eine zusätzliche Steueröffnung (44) im Pump- und Steuerkörper (23) vorgesehen ist, über die ein mittlerer Abschnitt des Scherkanals (38) in nur einer der beiden Endpositionen mit dem Reservoir (25) kommuniziert.

6. Differential nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß zur Darstellung einer drehrichtungs-

abhängig asymmetrischen Charakteristik eine zusätzliche Steueröffnung (46) im Pump- und Steuerkörper (23) vorgesehen ist, über die ein mittlerer Abschnitt des Scherkanals (38) in nur einer der beiden Endpositionen mit dem Druckraum (21) kommuniziert.

7. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß Federmittel (35) zum axialen Andrücken von Rotationskörper (22) und Pump- und Steuerkörper (23) aneinander vorgesehen sind.

8. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der zumindest eine Scherkanal (38) durch eine Ringnut (37) in nur einer der Rotationsflächen des Pump- und Steuerkörpers (23) und durch eine komplementäre anliegende Oberfläche (36) am relativ dazu verdrehbaren Rotationskörper (22) gebildet wird.

9. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Oberflächen des Steuerkörpers (23) und die komplementären Gegenflächen des Rotationskörpers (22), die den zumindest einen Scherkanal (38) bilden, radial eben oder konisch oder zylindrisch sind.

10. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Verbindungskanäle (30, 32) zwischen Reservoir (26) und Scherkanal (38) mit dem Winkelversatz  $2\alpha$  zueinander vorgesehen sind, und daß mittig dazwischen ein Verbindungskanal (43) vom Scherkanal (38) zum Druckraum (21) angeordnet ist, und daß die Steueröffnungen (31, 33) in dem Pump- und Steuerkörper (23) den Winkelversatz  $\alpha$  zueinander haben, und daß der Steuerkörper (23) um den Winkel  $\alpha$  verdrehbar ist und die Ringnut (37) sich über einen Winkel  $360^\circ - \alpha$  erstreckt.

11. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß ein Verbindungskanal (43) zwischen Reservoir (26) und Scherkanal (38) vorgesehen ist, daß symmetrisch dazu zwei Verbindungskanäle (30, 32) vom Scherkanal (38) zum Druckraum jeweils mit dem Winkelversatz  $2\alpha$  zum Verbindungskanal (43) liegen, und daß der Steuerkörper (23) um den Winkel  $(360^\circ - \alpha)$  verdrehbar ist und die Ringnut (37) sich über einen Winkel von  $(360^\circ - \alpha)$  erstreckt.

12. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein Verbindungskanal (43) zwischen Reservoir (26) und Scherkanal (38) vorgesehen ist, daß symmetrisch dazu zwei Verbindungskanäle (30, 32) vom Scherkanal (38) zum Druckraum (21) jeweils mit dem Winkelversatz  $\alpha$  zum Verbindungskanal (43) liegen,

daß der Steuerkörper (23) um den Winkel  $\alpha$  verdrehbar ist und daß die Ringnut (37) unter Überschneidung der Enden sich über einen Winkel von  $(360^\circ + \alpha)$  spiralförmig erstreckt.

13. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Steueröffnungen (31, 33) am Ende der Ringnut (37) als axiale Bohrungen im scheibenförmig ausgebildeten Pump- und Steuerkörper (23) ausgebildet sind, daß diese axialen Bohrungen von der einen Stirnfläche, die zumindest im Bereich der Öffnungen (31, 33) abdichtend an einer Stirnwand im Rotationsgehäuse (20) anliegt, in welcher Verbindungskanäle (32, 34)

zum Reservoir münden, zu der in der gegenüberliegenden zweiten Stirnfläche liegenden Ringnut (37) verlaufen, wobei diese zweite Stirnfläche abdichtend mit einer Stirnfläche des Rotationskörpers (22) in Anlage ist, wobei in jeder Endlage nur eine der Steueröffnungen (31, 33) mit einem Verbindungskanal (32, 34) in Überdeckung liegt.

14. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Verbindungskanal (43) zum Druckraum (21) als radiale Nut in einer Stirnwand des Rotationsgehäuses (20) ausgebildet ist, die in jeder der beiden Endpositionen mit einer der beiden Steueröffnungen (31, 33) am Ende der Ringnut (37) in Überdeckung liegt.

15. Differential nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die weitere Steueröffnung (44) als axiale Bohrung im scheibenförmig ausgebildeten Pump- und Steuerkörper (23) ausgebildet ist, die im mittleren Bereich der Ringnut (37) endet und nur in einer der Endpositionen mit einem zusätzlichen Verbindungskanal (45) zum Reservoir (26) in Überdeckung liegt.

16. Differential nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die weitere Steueröffnung (46) als axiale Bohrung im scheibenförmig ausgebildeten Pump- und Steuerkörper (23) ausgebildet ist, die im mittleren Bereich der Ringnut (37) endet und nur in einer der Endpositionen mit einem zusätzlichen radialen Verbindungskanal (47) zum Druckraum (21) in Überdeckung steht, der als radiale Nut in einer Stirnwand des Rotationsgehäuses (20) ausgebildet ist.

17. Differential nach einem der Ansprüche 5 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß zum Ausgleich des Temperatureinflusses auf die Viskosität der Flüssigkeit eine Bypassleitung (59) zwischen dem Reservoir (26) und dem Druckraum (21) vorgesehen ist, in der ein temperaturabhängig querschnittsveränderlicher Steuerkörper (60) unter Freigabe eines Spalts S liegt.

18. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß ein Drehanschlag (41) am Pump- und Steuerkörper (23) in eine in der Umfangslänge begrenzte Umfangsnut (42) im Rotationsgehäuse (20) eingreift.

19. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß Federmittel (25) vorgesehen sind, die sich an dem Gehäuse (14) abstützen und den Kolben (19) mit einer Gegenkraft zu der durch den Druck im Druckraum (21) bewirkten hydraulischen Kraft beaufschlagen.

20. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß Federmittel (85) vorgesehen sind, die sich an dem Gehäuse (14) abstützen und die Reibungskupplung (23) mit einer zu der durch den Druck im Druckraum (21) bewirkten hydraulischen Kraft gleichgerichteten Vorspannkraft beaufschlagen.

21. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß das Reservoir (26) vom Rotationsgehäuse (20) und einem mit diesem umlaufenden begrenzt axial verschiebbaren in Richtung zum Minimalvolumen federbelasteten Kolben (27) gebildet wird.

22. Differential nach einem der Ansprüche 4 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß die viskose Flüssigkeit ein dilatantes Medium ist, dessen Viskosität über der Scherrate  $s^{-1}$  zunimmt.

Hierzu 15 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

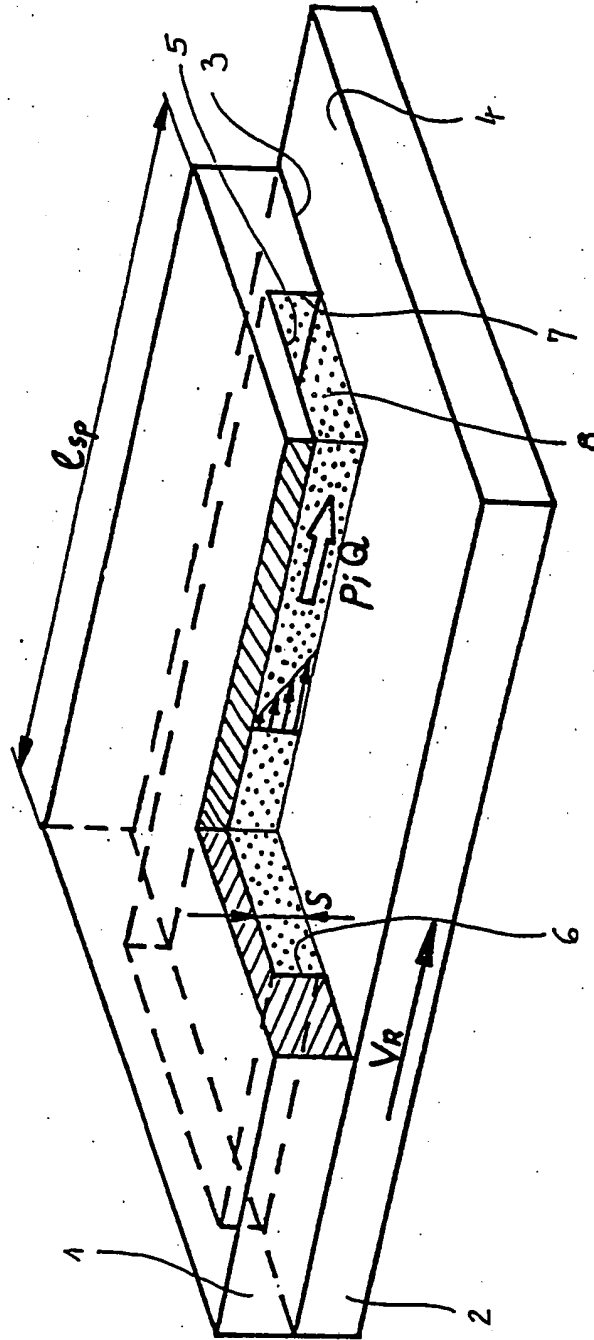
50

55

60

65

- Leerseite -



\* Fig. 1

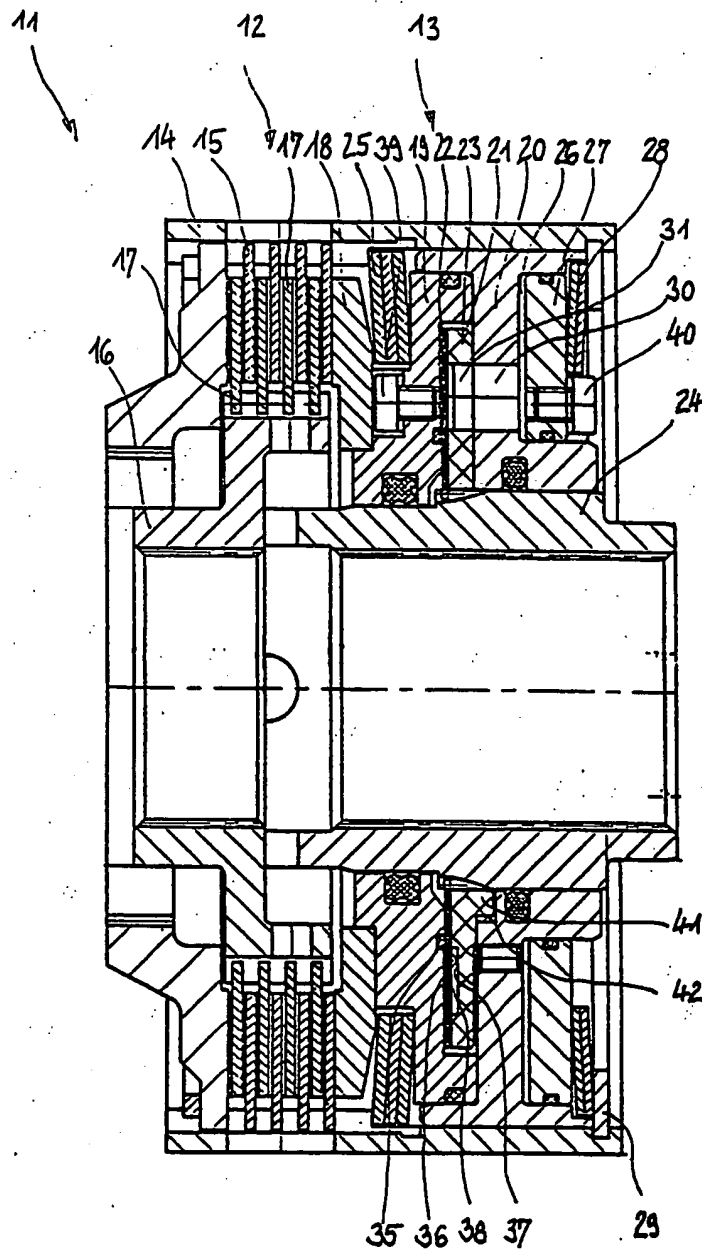


Fig. 2a

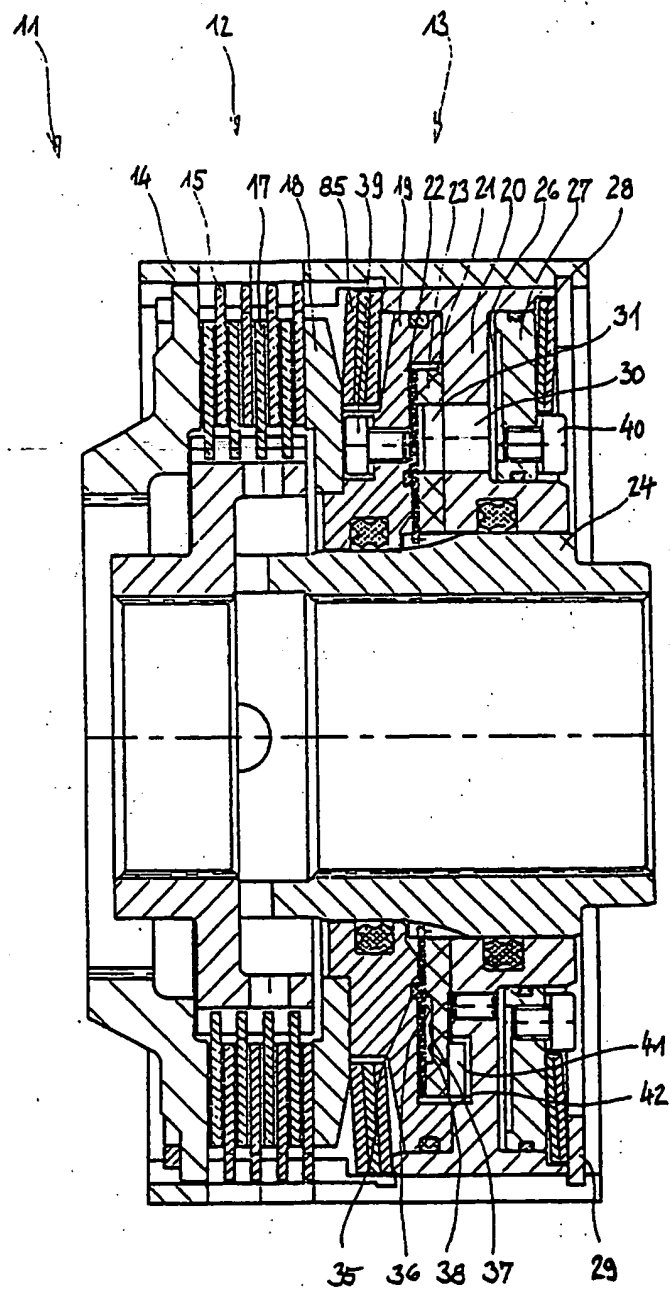


Fig. 2b

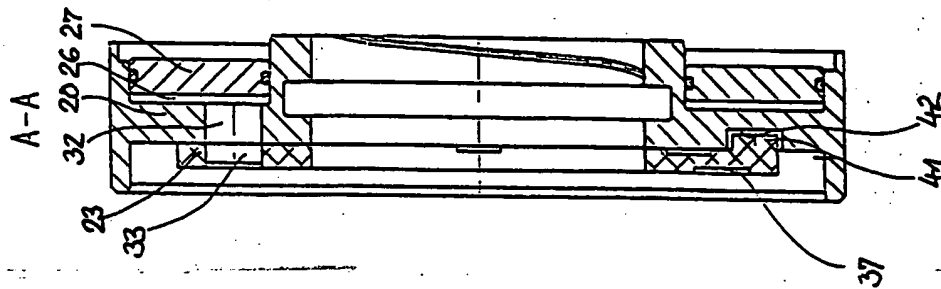


Fig. 3b

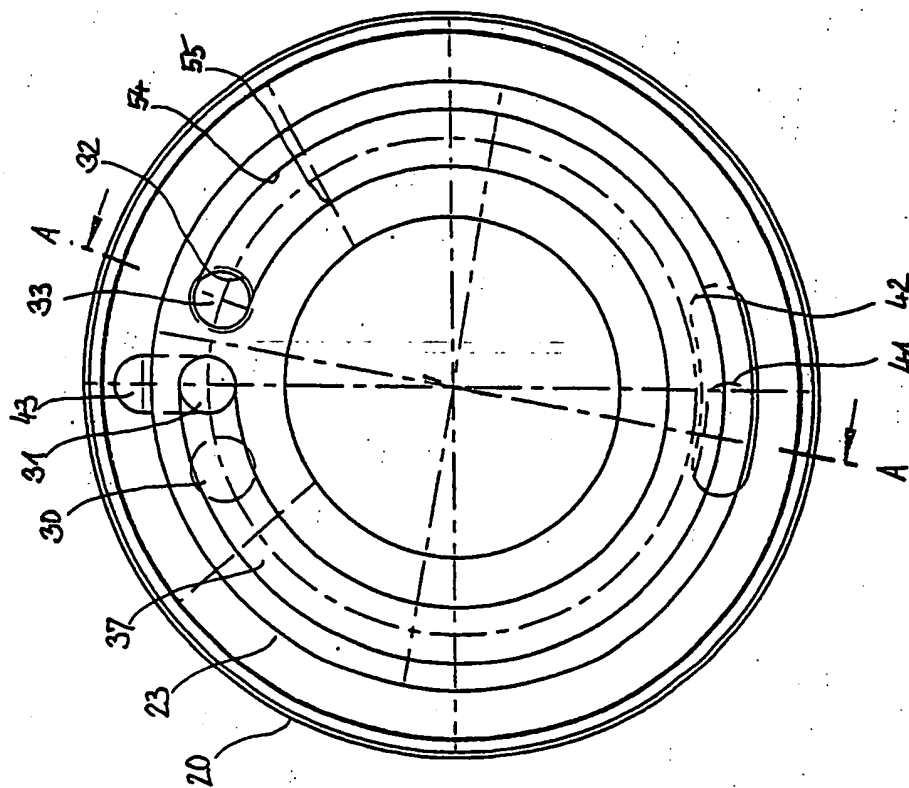


Fig. 3a



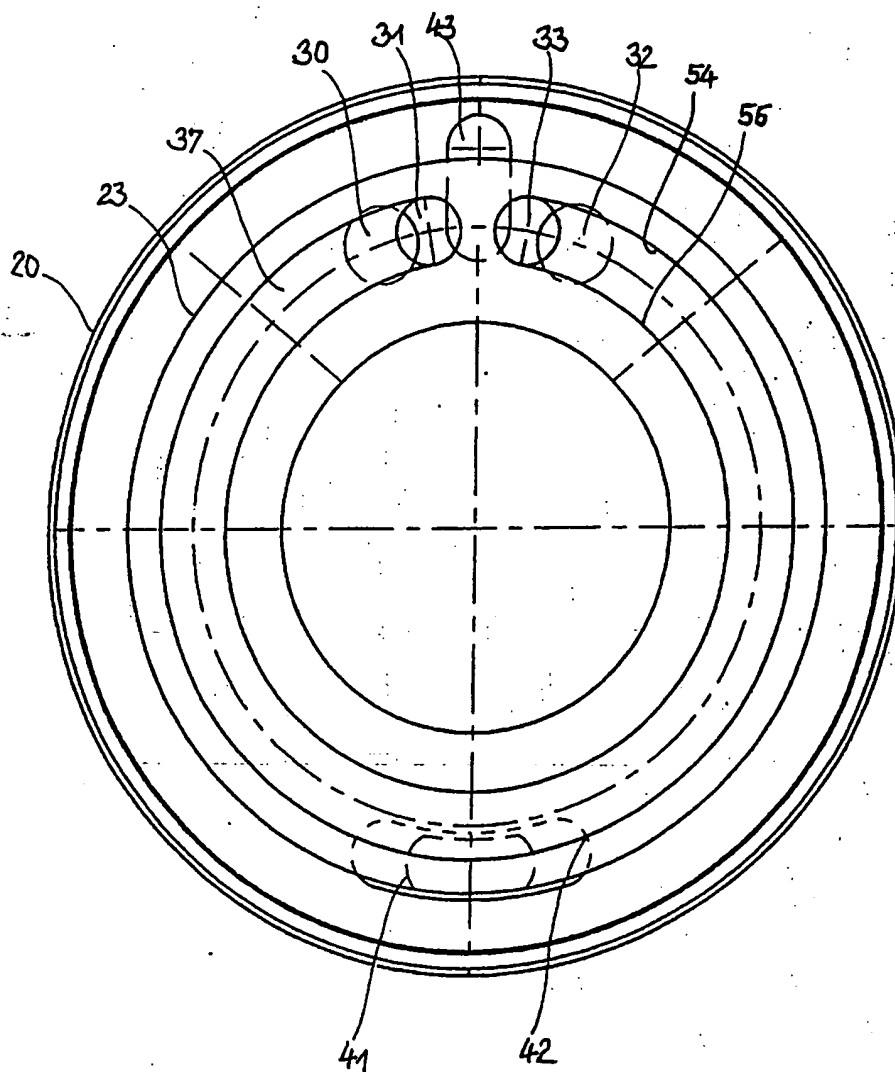


Fig. 4

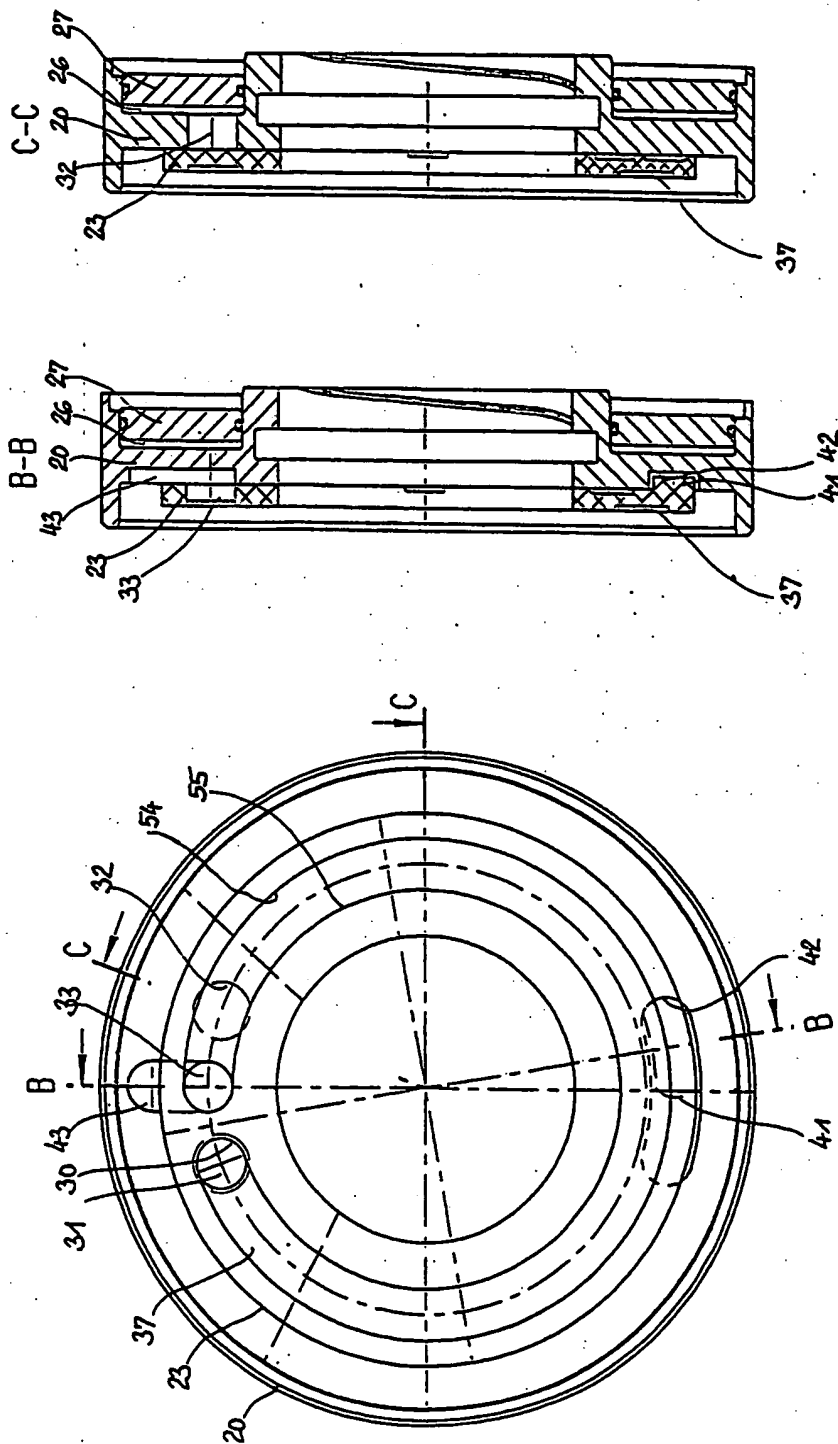


Fig. 5c

Fig. 5b

Fig. 5a

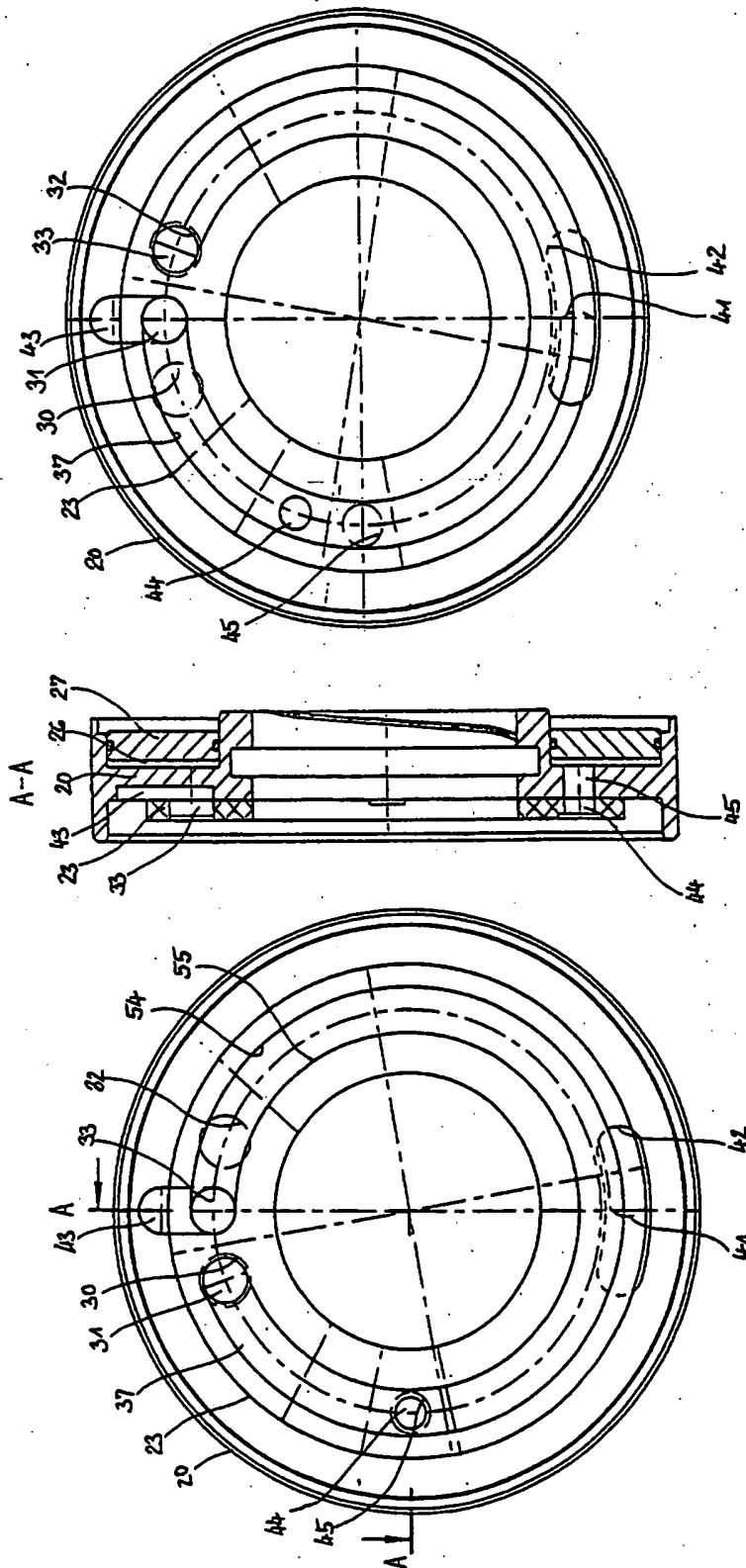


Fig. 6c

Fig. 6b

Fig. 6a

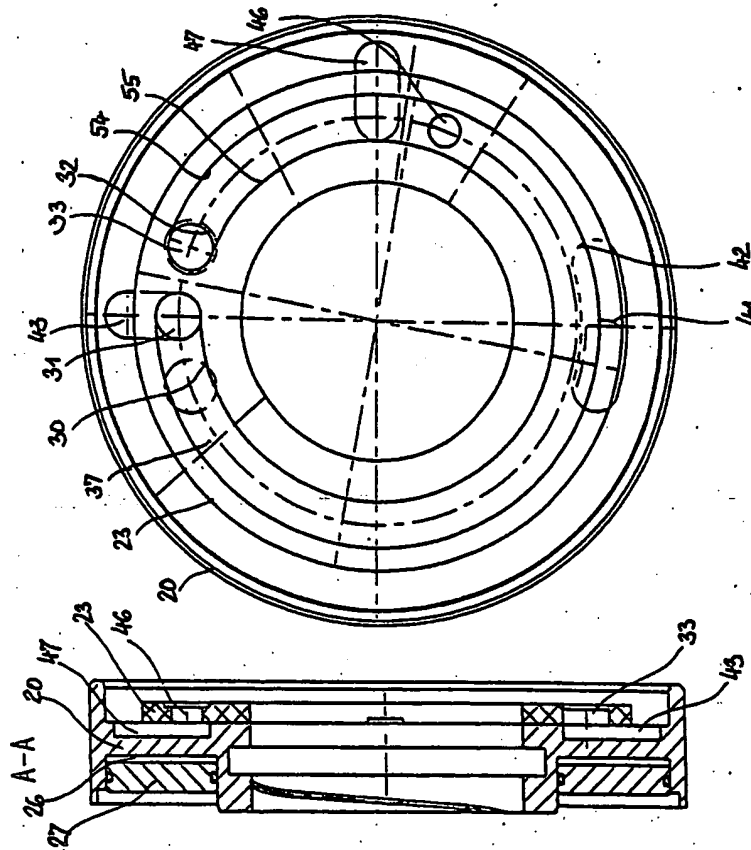


Fig. 7c

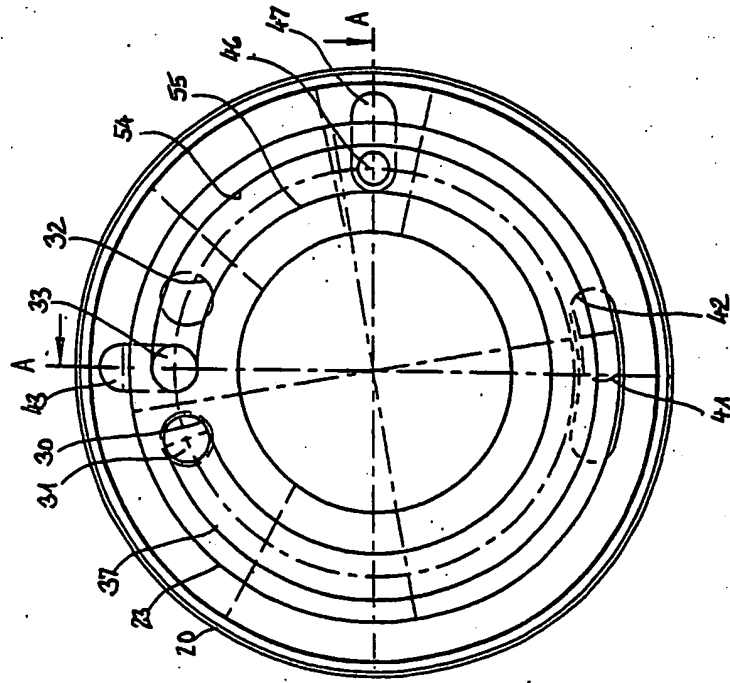


Fig. 7a

Fig. 7b

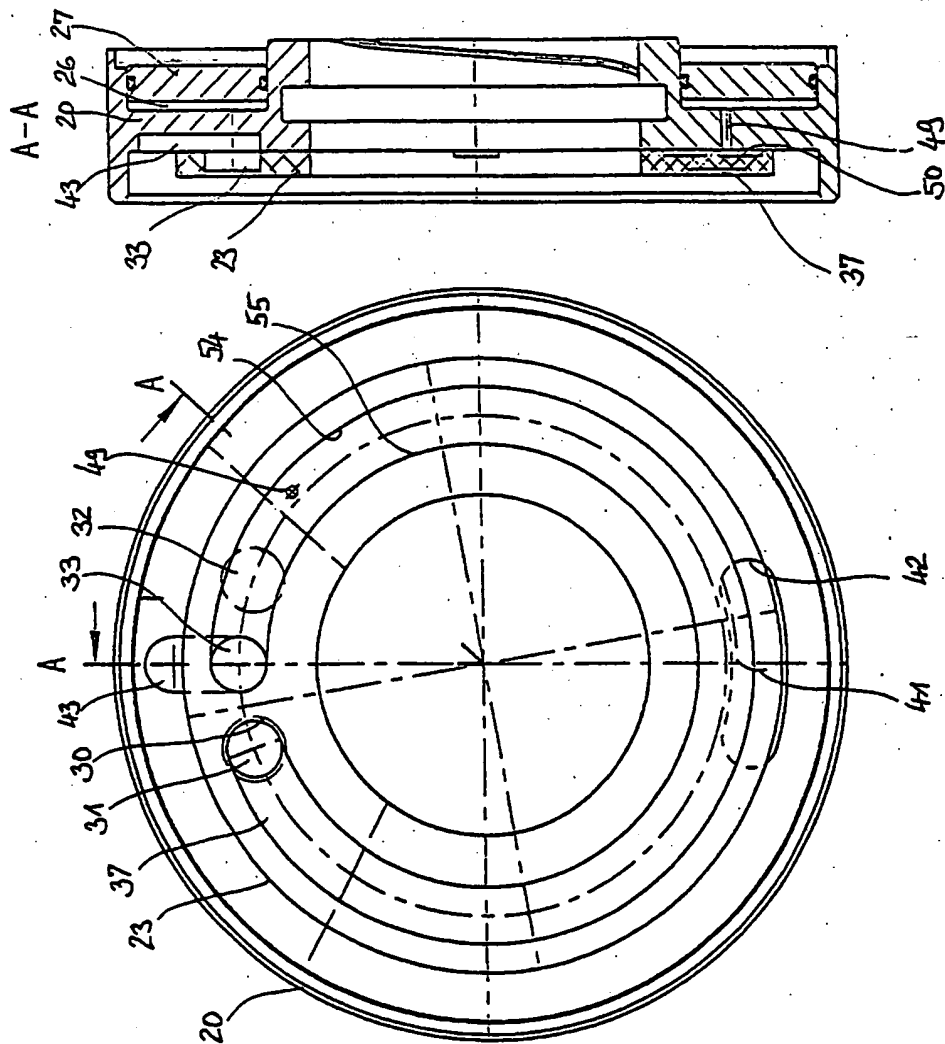


Fig. 8b

Fig. 8a

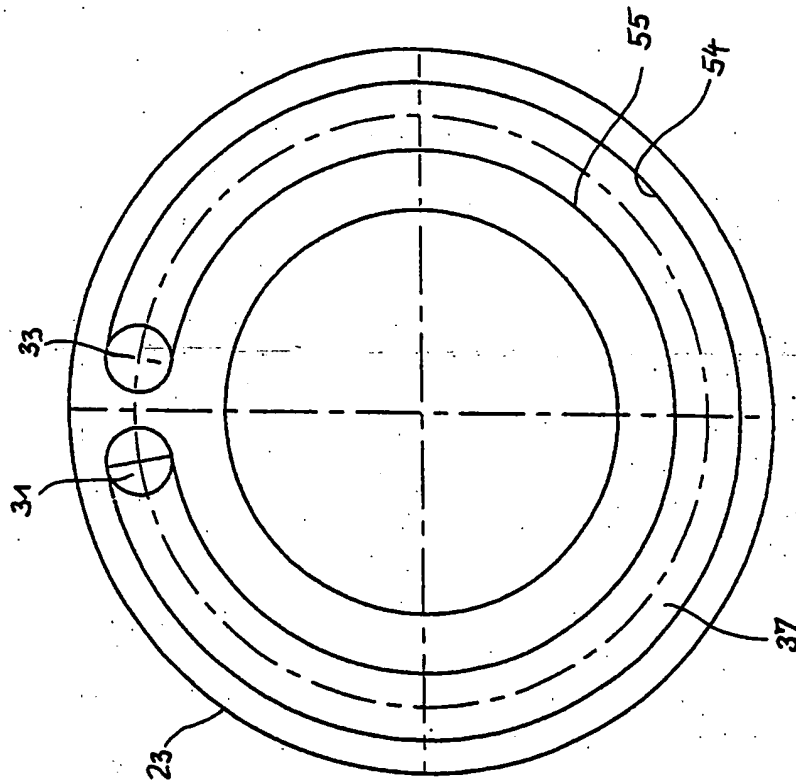


Fig. 9b

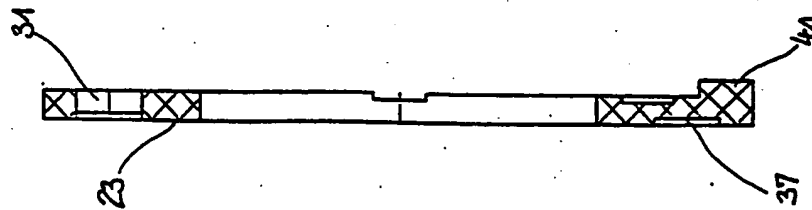


Fig. 9a

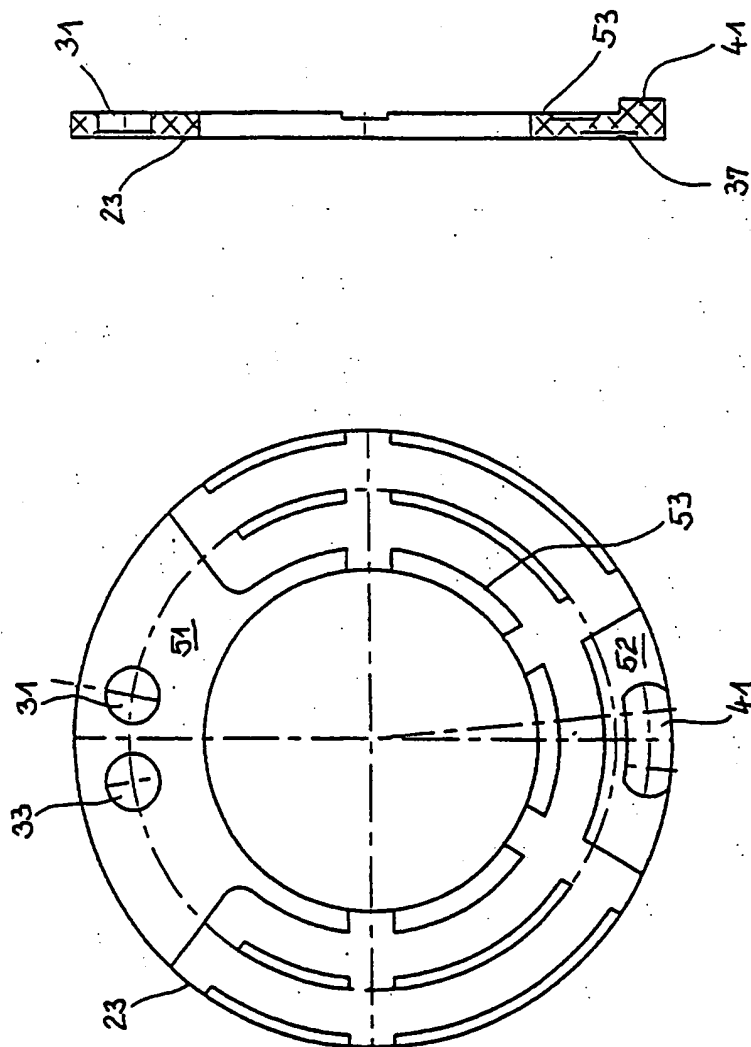


Fig. 10b

Fig. 10a

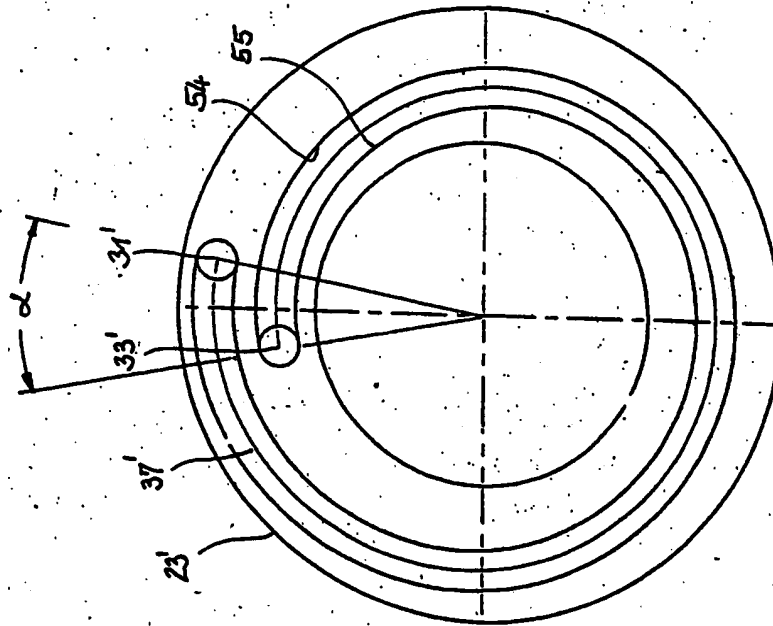


Fig. 11b

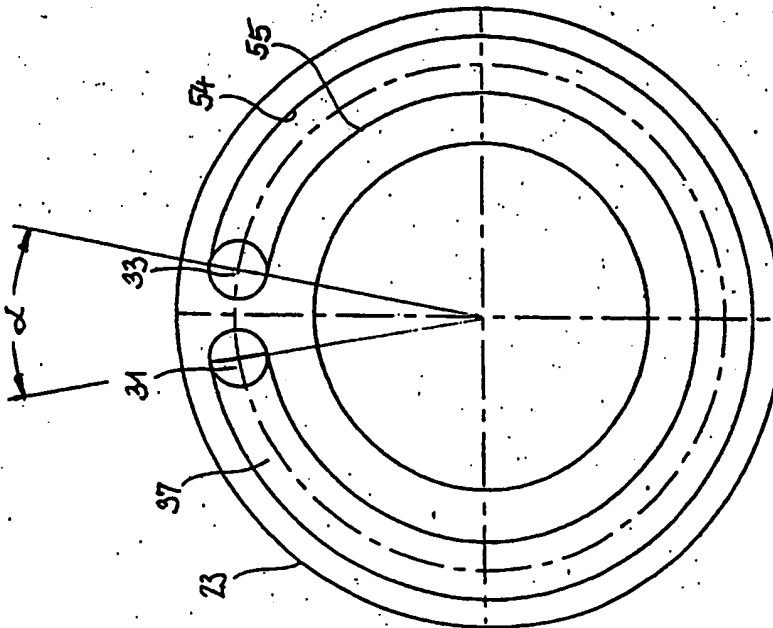
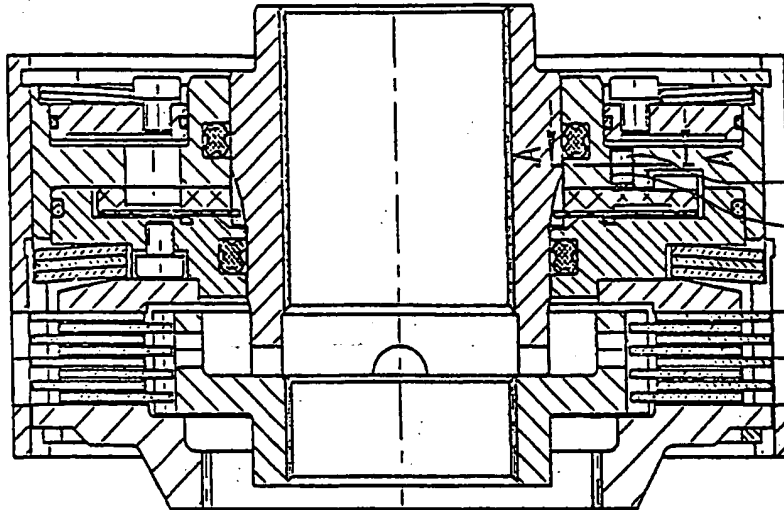


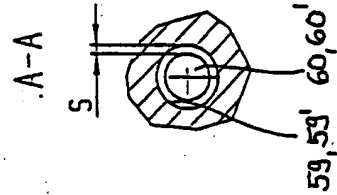
Fig. 11a



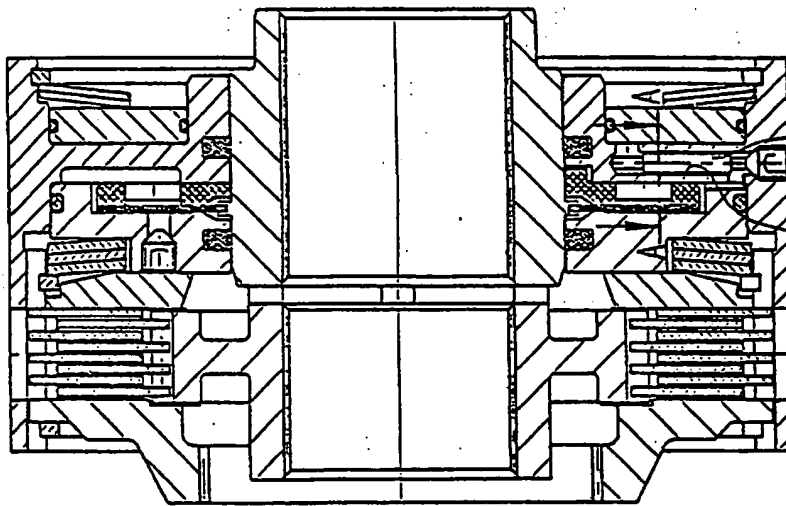


59' 60'

Fig. 12b

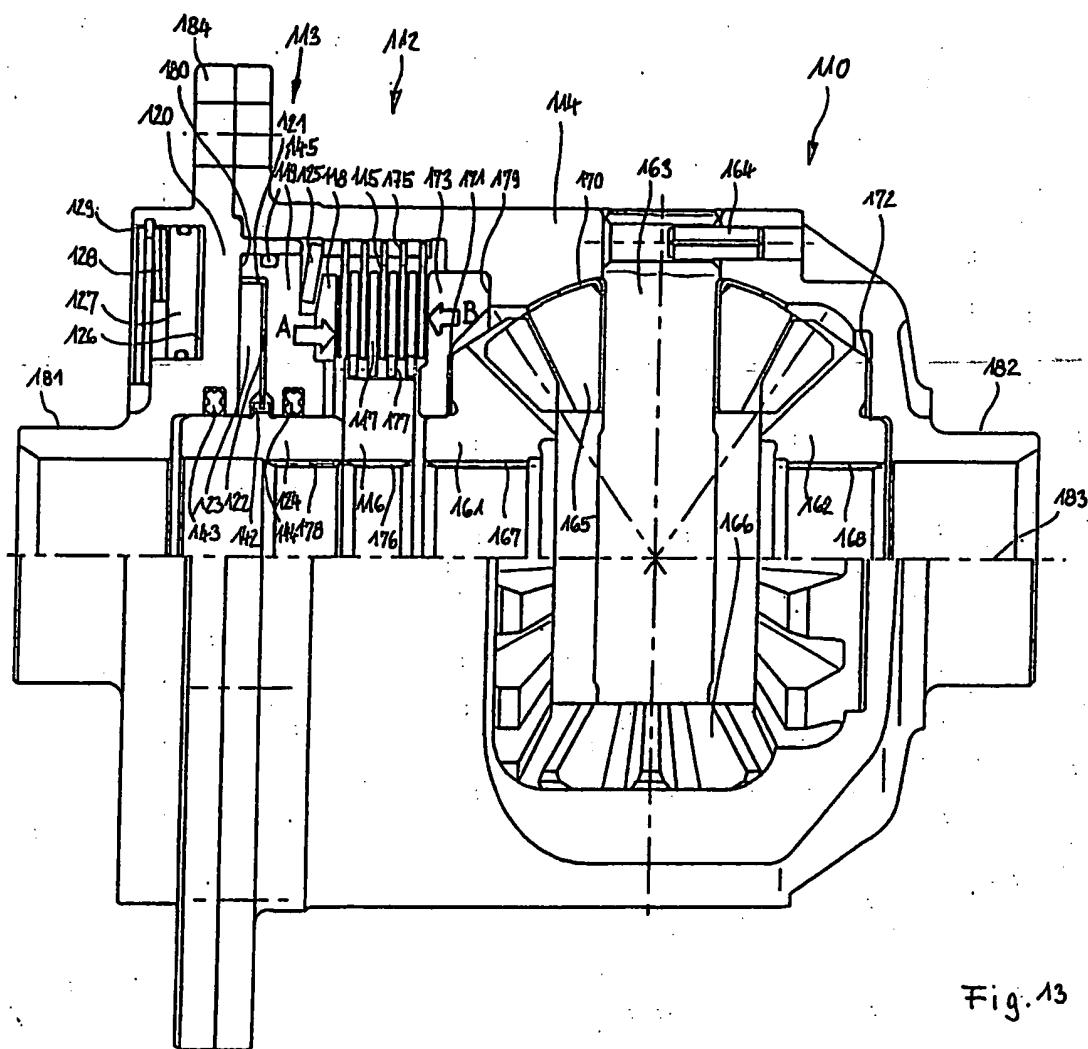


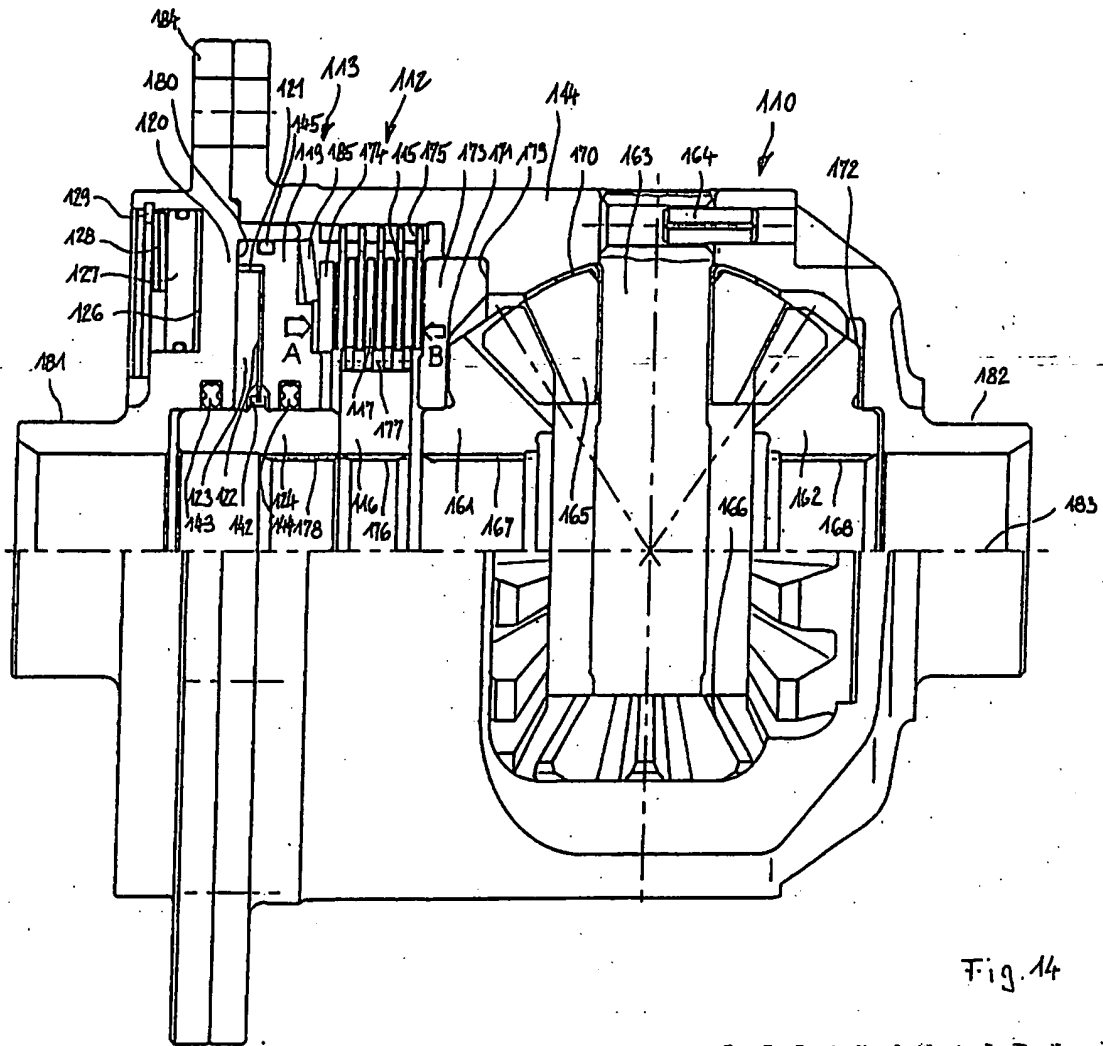
59, 59' 60, 60'



59 60

Fig. 12a





**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**